



RAPPORT

EEN UITGAVE VAN HET WETENSCHAPPELIJK EN TECHNISCH CENTRUM VOOR HET BOUWBEDRIJF

nr. 14

April 2013

Ontwerp en dimensionering van centrale-verwarmings- installaties met warm water

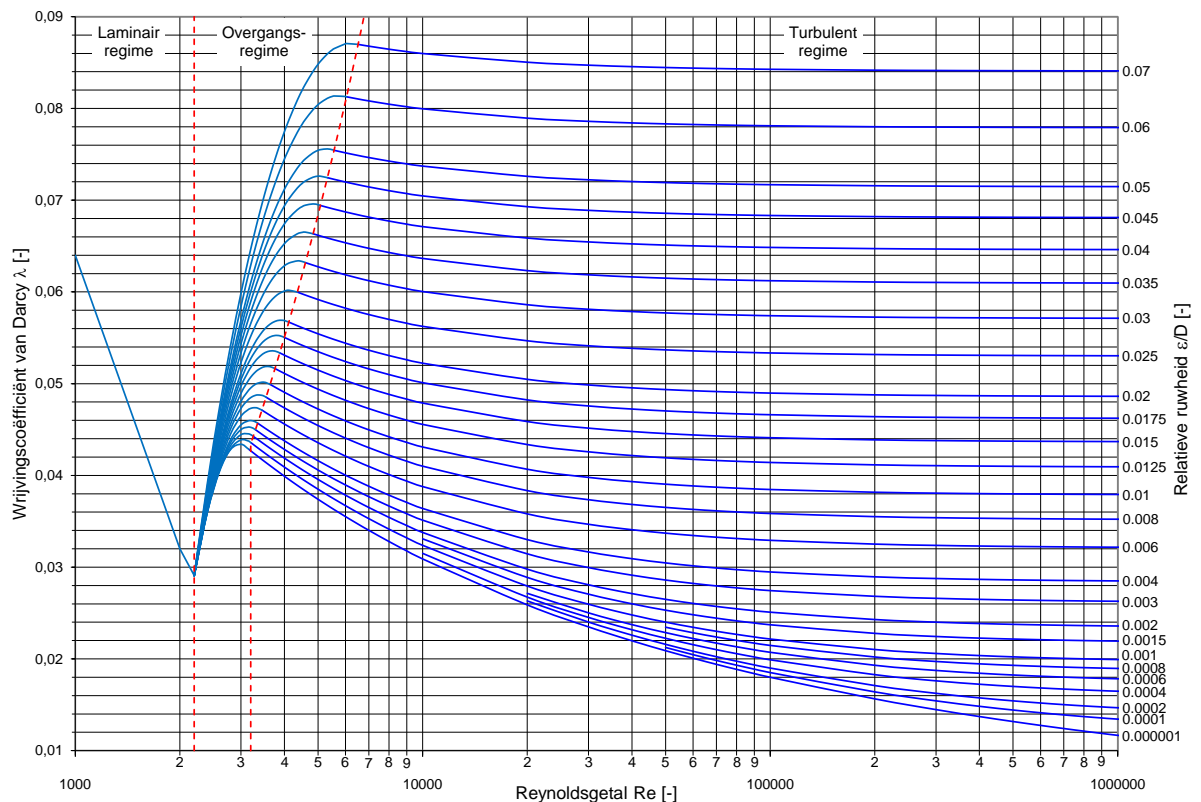
Corrigendum op de volgende
bladzijde (december 2014)

De paragrafen 9.1 tot en met 9.7 van dit document werden
vervangen door WTCB-Rapport nr. 22 (oktober 2022)



RAPPORT 14 Ontwerp en dimensionering van centrale-verwarmingsinstallaties met warm water – Errata

- **Correctie nr. 1** (04/12/2014)
P. 226, de grafiek van afbeelding A.1 moet vervangen worden door de volgende grafiek:



Afb. A.1 Wrijvingscoëfficiënt λ in functie van het getal van Reynolds en de relatieve ruwheid (diagram van Moody).

Dit document (herziening van het in 1992 verschenen WTCB-Rapport nr. 1) werd opgesteld door een speciaal hiertoe opgerichte werkgroep in de schoot van het Technisch Comité *Verwarming en klimaatregeling*.

Samenstelling van het TC *Verwarming en klimaatregeling*

Voorzitter

R. Debruyne

Leden

H. Camps, V. Cazier, M. De Bie, E. Demol, P. Gosseye, B. Ledoyen, G. Ledoyen, J. Mampaey, L. Mehaudens, J.-P. Minne, J. Nouwynck, R. Onkelinx, S. Palinckx, A. Palumbo, D. Peytier, R. Praets, M. Therer, R. Thijs, J. Vanaken, K. Van Campenhout, E. Vandenbosch, P. Van Orshoven, L. Vercruysse

Ingenieurs-animatoren

C. Delmotte, P. Van den Bossche (WTCB)

Samenstelling van de werkgroep

Voorzitter

R. Debruyne (ICS)

Leden

M. De Bie (ICS), E. Demol (ATTB), E. Janssen (KdG-Hogeschool), G. Ledoyen (ICS), J. Mampaey (ATIC), J.-P. Minne (ATIC), J. Nouwynck (ATIC), R. Onkelinx (ICS)

Ingenieur-verslaggever

J. Schietecat (WTCB)

Hebben eveneens hun medewerking verleend aan de opstelling van dit document:

K. De Cuyper (WTCB), C. Delmotte (WTCB), L. Lassoie (WTCB), P. Van den Bossche (WTCB) en M. Wagner (ex-WTCB).



WETENSCHAPPELIJK EN TECHNISCH CENTRUM VOOR HET BOUWBEDRIJF

WTCB, inrichting erkend bij toepassing van de besluitwet van 30 januari 1947
Maatschappelijke zetel: Lombardstraat 42 te 1000 Brussel

Dit is een publicatie van wetenschappelijke aard. De bedoeling ervan is de resultaten van het bouwonderzoek uit binnen- en buitenland te helpen verspreiden.

Het, zelfs gedeeltelijk, overnemen of vertalen van de tekst van dit rapport is slechts toegelaten na schriftelijk akkoord van de verantwoordelijke uitgever.

	VOORWOORD	7
1	TOEPASSINGSDOMEIN	11
2	SYMBOLEN, EENHEDEN EN GEBRUIKTE AFKORTINGEN	15
	2.1 Symbolen en eenheden	15
	2.2 Gebruikte afkortingen	17
3	RICHTLIJNEN VOOR HET ONTWERP VAN VERWARMINGSINSTALLATIES IN GEBOUWEN	21
	3.1 Inleiding	21
	3.2 Richtlijnen voor het ontwerp van een verwarmingsinstallatie	21
	3.3 Energieprestatieregelgeving (EPB)	22
	3.4 Optimaliseren van de energieprestaties van verwarmingsinstallaties	35
	3.5 Optimaliseren van de energieprestaties van warmwaterproductie-installaties	39
4	BEPALING VAN DE VEREISTE VERWARMINGSVERMOGENS	43
	4.1 Inleiding	43
	4.2 Vereist vermogen voor de verwarming van het gebouw	43
	4.3 Het vereiste vermogen voor de warmwaterproductie	47
5	BEPALING VAN HET KETELVERMOGEN	59
	5.1 Inleiding	59
	5.2 Bepaling van het minimale ketelvermogen	59
	5.3 Minimaal ketelvermogen bij combinatie verwarming en opwarming warm water	60
	5.4 Minimum aantal te voorziene ketels	60
6	ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN WARMTEAFGIFTESYSTEMEN	65
	6.1 Inleiding	65
	6.2 Conventies voor verwarmingssystemen op hoge, lage en zeer lage temperatuur	65
	6.3 Verwarmingssystemen met radiatoren	66
	6.4 Verwarmingssystemen met convectoren	72
	6.5 Stralingsverwarming geïntegreerd in de vloer, de muur of het plafond	73
	6.6 Thermisch actieve bouwelementen	81
7	ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN HET LEIDINGNET	87
	7.1 Inleiding	87
	7.2 Algemene ontwerpregels voor alle installaties	87
	7.3 Ontwerp en dimensionering van een tweepijpsinstallatie	88
	7.4 Ontwerp en dimensionering van een collectorsysteem (met een centraal verdeelpunt)	112
	7.5 Ontwerp en dimensionering van een eenpijpsinstallatie	116
	7.6 Ontwerp van een Tichelmanninstallatie	129



8

CIRCULATIEPOMPEN 139

8.1 Inleiding 139

8.2 Types circulatiepompen in centrale-verwarmingsinstallaties 139

8.3 Leidingkarakteristiek, pompkarakteristiek en theoretisch werkingpunt 140

8.4 Vermogen, rendement, energieverbruik en NPSH-waarde van de pomp 144

8.5 Selectie van de meest geschikte pomp 148

8.6 Serie- en parallelwerking van pompen 150

8.7 Instellen van het ontwerpwaterdebiet (constant) 153

8.8 Regeling van het waterdebiet (variabel) 155

8.9 Eisen inzake de energie-efficiëntie van pompen 158



9

EXPANSIEVATEN 163

9.1 Inleiding 163

9.2 Rol, belang en werking van expansievaten 163

9.3 Kwaliteit en onderhoud van het expansievat 165

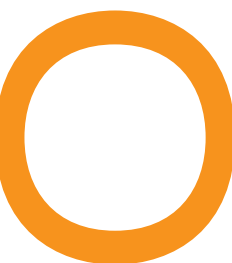
9.4 Plaats van het expansievat in de installatie 166

9.5 Expansievolume van het water (V_e) 168

9.6 Bepaling van de waterinhoud van een installatie (V_{sys}) 169

9.7 Dimensionering van expansievaten met variabele druk 170

9.8 Dimensionering van expansievaten met constante druk 182



10

REGELING VAN DE VERWARMINGSINSTALLATIE 191

10.1 Inleiding 191

10.2 Klassering van de regelsystemen 191

10.3 Regeling van de binnentemperatuur 193

10.4 Aanpassing van het verwarmingsvermogen 195

10.5 Regeling van de ketelwatertemperatuur 198

10.6 Instelling, regeling en sturing van de waterdebieten 202

10.7 Hydraulische scheiding tussen de primaire ketelkring en de secundaire kringen 207

10.8 Hydraulische schema's 213



BIJLAGE A Lineaire drukverliezen en watersnelheden in leidingen 224

BIJLAGE B Drukverliescoëfficiënten van plaatselijke weerstanden 232

BIJLAGE C Correctiefactor op de warmteafgifte van radiatoren voor een aantal afwijkende opstellingswijzen 235

BIJLAGE D Correctiefactoren op de warmteafgifte van radiatoren voor diverse water- en omgevingstemperaturen 237

BIJLAGE E Conversietabellen voor de eenheden van debiet, druk, vermogen en energie 239

BIJLAGE F Rekenblad voor de dimensionering van een verwarmingsinstallatie 241

BIJLAGE G Rekenblad voor de selectie van de radiatoren op een eenpijpsring 243

BIJLAGE H Dimensionering van gesloten expansievaten 245

LITERATUURLIJST 251



VOORWOORD



VOORWOORD

In 1992 publiceerde het WTCB het eerste nummer van een nieuwe reeks publicaties (de WTCB-Rapporten) die tot doel hadden om grondige en fundamentele informatie te verstrekken over een specifiek domein of onderwerp uit de bouwsector. Zo werd het WTCB-Rapport nr. 1 in opdracht van het Technisch Comité *Verwarming en klimaatregeling* opgevat als een standaardwerk waarin de ontwerpers en de installateurs van verwarmingssystemen een correcte en eenduidige rekenmethode konden vinden voor de dimensionering van centrale-verwarmingsinstallaties met warm water. Dit Rapport kende een groot succes en wordt in een aantal technische scholen en opleidingscentra nog steeds als basisleerstof gebruikt voor de opleiding tot verwarmingsinstallateur of -technicus.

In 2009 besliste het voornoemde Technische Comité dat de tijd rijp was om de herziening van dit Rapport op het werkprogramma te zetten. Dit werd nodig geacht gelet op de sterke evolutie van de installatietechnieken en de technologieën voor materialen, toestellen en systemen in de loop der jaren. Zo drongen er zich met name een aantal nieuwe aanbevelingen op met betrekking tot de bepaling van de verwarmingsvermogens (verwarming en warm tapwater), het ontwerp en de dimensionering van verwarmingssystemen op lage en zeer lage temperatuur, condensatieketels, toerentalgeregelde pompen, de dimensionering van expansievaten, regelsystemen voor het instellen van de watertemperatuur, het waterdebiet en de binnentemperatuur ...

Bovendien werd de periode na 1992 gekenmerkt door de gestage implementatie van de isolatiereglementeringen in de gewesten en, vanaf 2006, door de invoering van de EPB-reglementeringen. Deze wetgevingen hebben ook in de HVAC-sector voor een grote omwenteling gezorgd. Door de alsmear strenger wordende isolatie-eisen en de hieraan gekoppelde daling van de verwarmingsvermogens, is het belang van een correcte dimensionering en regeling van de installatie immers sterk toegenomen. Daarnaast confronteren de EPB-eisen de installateurs met talloze energiebesparende voorschriften en aanbevelingen om een zo hoog mogelijk systeem- en productierendement te bekomen. Als gevolg van de EUP-richtlijn (2005/32/EG [E2]) en de *Ecodesign*richtlijn (2009/125/EG [E4]) zullen ook de fabrikanten in de nabije toekomst te maken krijgen met een aantal nieuwe strenge eisen rond het milieuvriendelijke ontwerp van hun energieverbruikende producten (ketels, pompen ...). Dit zal van de installateurs een bijkomende inspanning vergen om de kenmerken, het gebruik en de plaatsing van deze nieuwe producten onder de knie te krijgen. De thema's energiebesparing en rationeel energieverbruik zullen in deze herziening dan ook stelselmatig belicht worden.

Ten slotte ging de invoering van de EPB-reglementeringen eveneens gepaard met de ontwikkeling van talloze nieuwe Europese normen, waarvan de implementatie op Belgisch niveau zowel rechtstreeks als onrechtstreeks van belang is voor de installateurs en ontwerpers van gebouwen en installaties. Deze nieuwe normen moeten immers beschouwd worden als de regels van goede praktijk en kunnen een juridische bescherming bieden in geval van problemen of discussies allerhande. Er werd dan ook getracht om de belangrijkste informatie uit deze nieuwe normen zoveel mogelijk in de tekst van dit Rapport te integreren of er op zijn minst naar te verwijzen. In deze context willen we er overigens aan herinneren dat het WTCB op zijn website www.wtcb.be een groot aantal normen gratis ter beschikking stelt van de aangesloten aannemers.

Met deze herziening wenst het Technisch Comité *Verwarming en klimaatregeling* de ontwerpers en installateurs van centrale-verwarmingsinstallaties met warm water een praktisch referentiedocument aan te reiken dat beantwoordt aan de actuele noden uit hun vakgebied.

1 TOEPASSINGSDOMEIN



1 TOEPASSINGSDOMEIN

Dit Rapport handelt over het ontwerp en de dimensionering van centrale-verwarmingsinstallaties waarbij het warmtetransporterende fluïdum bestaat uit warm water en die aangesloten zijn op een warmtegenerator die werkt op vaste, vloeibare of gasvormige brandstoffen. De hier beschreven installaties kunnen zowel toegepast worden voor de verwarming van woningen als grotere gebouwen (appartementen, kantoren, scholen ...). De opgenomen rekenvoorbeelden hebben voor de eenvoud en de duidelijkheid echter enkel betrekking op kleinere residentiële installaties.

Om de toepasbaarheid van dit document zo breed mogelijk te maken en geen enkel keteltype te ontzien (hogetemperatuurketels, lagetemperatuurketels, condensatieketels ...), komen alle waterregimes (hoge temperatuur, lage temperatuur en zeer lage temperatuur) erin aan bod. Bij de bepaling van het ketelvermogen wordt er bovendien niet alleen rekening gehouden met de verwarming van het gebouw, maar ook met de eisen op het vlak van warmwaterproductie.

Voor wat betreft de warmteverliezen van gebouwen beperken we ons tot de principes uit de rekenmethoden ter bepaling van de transmissie- en de ventilatieverliezen. Voor verdere details over dit onderwerp verwijzen we naar de Europese norm NBN EN 12831 [B22] en de hieraan gekoppelde Belgische norm NBN B 62-003 [B2], die op dit ogenblik allebei in herziening zijn.

Het gebruik van warmtegeneratoren op basis van duurzame of hernieuwbare energiebronnen (warmtepompen, warmte-krachtkoppeling ...) wordt in dit Rapport niet rechtstreeks belicht. De aan deze generatoren gekoppelde warmteafgiftesystemen (met water) kunnen echter wel ontworpen en gedimensioneerd worden aan de hand van de beschreven rekenmethoden, voor zover er hierbij rekening gehouden wordt met het watertemperatuurregime (zeer lage temperatuur).

Bij de dimensionering van het warmteafgiftesysteem spitsen we onze aandacht toe op diverse types radiatorverwarming op hoge of lage temperatuur (bv. een- en tweepijpssystemen, collectorsystemen, Tichelmannkringen ...). Voor de overige afgiftesystemen op lage en zeer lage temperatuur (vloer-, plafond- en muurverwarming, thermisch actieve bouwelementen), beperken we ons tot het aanreiken van de principes, aangezien deze installaties reeds uitgebreid behandeld werden in een aantal vroegere WTCB-publicaties.

Ten slotte gaat er ook bijzondere aandacht uit naar de regelsystemen voor de watertemperatuur, de binnentemperatuur en de waterdebieten. Zo worden er een aantal schema's opgegeven ter illustratie van de aanbevolen regelingen en hydraulische schakelingen, die zowel betrekking hebben op individuele woningen als op collectieve gebouwen (appartementen) en kantoren.

De thema's koeling, decentrale verwarming (kachels) en elektrische verwarming vallen daarentegen buiten het toepassingsdomein van dit Rapport.

2 SYMBOLEN, EENHEDEN EN GEBRUIKTE AFKORTINGEN

2.1	Symbolen en eenheden	15
2.2	Gebruikte afkortingen	17



2 SYMBOLEN, EENHEDEN EN GEBRUIKTE AFKORTINGEN

2.1 SYMBOLEN EN EENHEDEN

Tabel 1 geeft een overzicht van de symbolen en eenheden die in dit Rapport gehanteerd worden.

Tabel 1 Overzicht van de in dit Rapport gehanteerde symbolen en eenheden.

Romeinse symbolen		
Symbol	Eenheid	Grootheid
A	m ²	Oppervlakte
A _c	m ²	Oppervlakte van de doorsnede
b _u	–	Correctiefactor voor de temperatuur
c	J/(kg.K)	Specifieke warmtecapaciteit (ook uitgedrukt in Wh/kg.K)
C	kg ⁻¹ .m ⁻¹	Karakteristieke leidingconstante
C	m	Volumecompactheid (isolatiepeil)
d	m	Dikte
D	m	Diameter van de buis (D _i = binnendiameter; D _e = buitendiameter)
e	%	Expansiecoëfficiënt (water)
f	–	Correctie- of omrekeningsfactor
f _{RH}	–	Opwarmingsfactor (ruimte)
F _p	–	Drukfactor (expansievat)
g	m/s ²	Valversnelling (= 9,81 m/s ²)
G _w	–	Correctiefactor (warmteverlies via de grond)
h	m	Hoogte
H	W/K	Warmteoverdrachtscoëfficiënt
H	m	Opvoerhoogte van de pomp
h _s	W/(m ² .K)	Warmteovergangcoëfficiënt aan het oppervlak
h _{st}	m	Statische hoogte (tussen het expansievat en het hoogste punt van de installatie)
k _{vs}	m ³ /h	Conventioneel waterdebiet bij een volledig geopende kraan (radiatorkranen)
K _H	W/(m ² .K)	Equivalentente warmtedoorgangcoëfficiënt (vloerverwarming, systeemafhankelijk)
L, l	m	Lengte
n	–	Aantal, exponent
n	h ⁻¹	Infiltratievoud (ventilatievoud)
n	s ⁻¹	Draaisnelheid, toerental (pomp)

(vervolg van de tabel op p. 16)

Romeinse symbolen		
Symbol	Eenheid	Grootheid
p	Pa of bar	Druk
p_{at}	Pa of bar	Atmosferische druk
p_{st}	Pa of bar	Statische druk
P	W	Vermogen (pomp)
q_H	W/m ²	Warmtestroomdichtheid (warmteafgifte per oppervlakte-eenheid)
q_c	l/(h.kW)	Contractiedebiet van het water (expansievat)
q_m	kg/h	Massadebiet (algemeen)
q_v	m ³ /h	Volumedebiet (algemeen)
Q	m ³ /h	Volumedebiet (pompen)
Q	Wh	Hoeveelheid warmte (beschikbare, nodige of verbruikte energie)
R	(m ² .K)/W	Warmteweerstand
R	Pa/m	Drukverlies per lengte-eenheid (lineair drukverlies)
R_s	(m ² .K)/W	Warmteovergangswaarde aan het oppervlak
s	m	Tussenafstand van buizen (pas)
t	h	Tijd, periode
U	W/(m ² .K)	Warmtedoorgangscoefficiënt
v	m/s	Lineaire snelheid
V	m ³	Luchtvolume
V_w	l	Watervolume
V_L	l/m	Waterinhoud per lengte-eenheid
Griekse symbolen		
Symbol	Eenheid	Grootheid
α	–	Voedingsfactor van de radiatorkraan
β	–	Verhouding tussen de lineaire en de totale drukverliezen (installatie)
Δh	m	Hoogteverschil
Δp	Pa	Drukverlies
Δp_z	Pa	Plaatselijk drukverlies (kraan)
Δp_L	Pa	Lineair drukverlies (buisstuk)
Δp_{reg}	Pa	Regeldrukverlies
Δp_{tot}	Pa	Totaal drukverlies (installatie)
$\Delta \theta$	K	Temperatuurverschil
$\Delta \theta_H$	K	Gemiddeld temperatuurverschil (tussen de stralingsverwarming en de omgeving)
$\Delta \theta_m$	K	Gemiddeld temperatuurverschil (tussen de radiator en de omgeving)
ε	m	Wandruwheid van het buismateriaal
ζ	–	Drukverliescoëfficiënt (plaatselijke weerstand)
η	–	Rendement
θ_a	°C	Omgevingstemperatuur (comforttemperatuur)
θ_e	°C	Buitentemperatuur
θ_i	°C	Binnentemperatuur
$\theta_{w,i}$	°C	Vertrekwatertemperatuur (uitgang van de ketel, ingang van het verwarmingslichaam)
$\theta_{w,r}$	°C	Retourwatertemperatuur (uitgang van het verwarmingslichaam, ingang van de ketel)

(vervolg van de tabel op p. 17)

Griekse symbolen		
Symbol	Eenheid	Grootheid
λ	W/(m.K)	Warmtegeleidbaarheid (warmtegeleidingscoëfficiënt)
λ	–	Wrijvingscoëfficiënt (buiswand)
ν	m ² /s	Kinematische viscositeit (vloeistof)
ρ	kg/m ³	Volumemassa
Φ	W	Warmteverlies, warmteafgifte, warmtevermogen, warmtestroom
Φ_{n50}	W	Genormaliseerde warmteafgifte (verwarmingslichaam)
Φ_{HL}	W	Totaal warmteverlies (ruimte, gebouw)
Φ_T	W	Warmteverlies door transmissie (ruimte, gebouw)
Φ_V	W	Warmteverlies door ventilatie (ruimte, gebouw)
Φ_{RH}	W	Opwarmingsvermogen (ruimte, gebouw)
Φ_{SU}	W	Minimum te installeren vermogen (warmtegenerator)
Ψ	W/(m.K)	Lineaire warmtedoorgangcoëfficiënt (koudebrug)
χ	W/K	Punt-warmtedoorgangcoëfficiënt (koudebrug)

2.2 GEBRUIKTE AFKORTINGEN

Tabel 2 geeft een overzicht van de afkortingen die in dit Rapport gehanteerd worden.

Tabel 2 Overzicht van de in dit Rapport gehanteerde afkortingen.

Afking	Betekenis	Afking	Betekenis
AOR	Aangrenzende onverwarmde ruimte	HVAC	<i>Heating, ventilation and air conditioning</i>
AR	Keerklap	K-peil	Isolatiepeil
B	Stookketel	LT	Lage temperatuur
Br	Brander	M	Mengkraan
BV	Beschermd volume	NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i>
C	Radiatorkring	P	Pomp
CB	Combiketel	PV	Bypass met regelkraan
CV	Centrale verwarming	R	Regelaar, radiator
DHE	Rechtstreekse warmwater-productie	RH	Radiatorverwarming
DN	Nominale diameter	RS	Voeler (binnentemperatuur)
DV	Verschilddrukventiel	RT	Kamerthermostaat
E	Evenwichtsflus	RV	Inregelkraan
E-peil	Energieprestatiepeil	S	Voeler (watertemperatuur)
ES	Voeler (buitentemperatuur)	SB	Voeler (ketelwatertemperatuur)
EV	Elektromagnetische klep	SV	Overdrukventiel
EX	Expansievat	TRY	Type referentiejaar
FH	Vloerverwarming	TV	Thermostaatkraan
HE	Warmtewisselaar	WB	Opslagvat voor warm water
HT	Hoge temperatuur	ZLT	Zeer lage temperatuur

3 RICHTLIJNEN VOOR HET ONTWERP VAN VERWARMINGSINSTALLATIES IN GEBOUWEN

3.1	Inleiding.....	21
3.2	Richtlijnen voor het ontwerp van een verwarmingsinstallatie	21
3.3	Energieprestatieregelgeving (EPB)	22
3.3.1	Europese richtlijnen met betrekking tot de energieprestaties van gebouwen en producten	22
3.3.2	Belang van de EPB-regelgeving voor de aannemer-installateur of de ontwerper	23
3.3.3	Bepaling van het globale isolatiepeil van een gebouw (K-peil).....	24
3.3.3.1	Nuttige informatie voor de ontwerper	24
3.3.3.2	Het globale isolatiepeil (K-peil).....	25
3.3.3.3	Het beschermde volume.....	25
3.3.3.4	Aangrenzende onverwarmde ruimten.....	26
3.3.3.5	De totale warmteverliesoppervlakte.....	26
3.3.3.6	De volumecompactheid	27
3.3.3.7	Totale warmteoverdrachtscoëfficiënt door transmissie	27
3.3.3.8	De gemiddelde warmtedoorgangscoefficiënt.....	28
3.3.4	Bepaling van het energieprestatiepeil (E-peil).....	28
3.3.5	Eisen uit de gewestelijke energieprestatieregelgevingen	29
3.3.5.1	Eisen inzake de warmte-isolatie van gebouwelementen	29
3.3.5.2	Eisen inzake het K-peil en het E-peil	30
3.3.6	Specifieke EPB-eisen in het Brussels Hoofdstedelijk Gewest.....	32
3.4	Optimaliseren van de energieprestaties van verwarmingsinstallaties.....	35
3.4.1	Algemeen	35
3.4.2	Maatregelen ter verbetering van het productierendement	35
3.4.3	Maatregelen ter verbetering van het systeemrendement.....	37
3.4.4	Energieverbruik van elektrisch aangedreven toestellen	38
3.5	Optimaliseren van de energieprestaties van warmwaterproductie-installaties	39
3.5.1	Bepaling van de prestaties van de warmwaterproductie-installatie	39
3.5.2	Maatregelen ter verbetering van de prestaties van de warmwaterproductie-installatie	40



3 RICHTLIJNEN VOOR HET ONTWERP VAN VERWARMINGSINSTALLATIES IN GEBOUWEN

3.1 INLEIDING

Daar waar de richtlijnen voor het ontwerp en de dimensionering van verwarmingsinstallaties vroeger voornamelijk beperkt waren tot technische criteria (warmteverliezen, temperaturen, drukverliezen, regeling ...), heeft de invoering van de energieprestatieregelgeving in de gewesten ervoor gezorgd dat men tegenwoordig ook rekening dient te houden met de energiezuinigheid ervan. Hoewel de aannemer-installateur niet rechtstreeks betrokken is bij de EPB-procedures, dient hij er toch op toe te zien dat de energieprestatie van zijn verwarmingsinstallatie zo optimaal mogelijk wordt. De maatregelen waarover hij beschikt om dit doel te bereiken, zijn in dit hoofdstuk samengevat.

3.2 RICHTLIJNEN VOOR HET ONTWERP VAN EEN VERWARMINGS-INSTALLATIE

Algemeen dient men bij het ontwerp van een verwarmingsinstallatie voldoende rekening te houden met de plaatsing, de werking en het onderhoud van alle installatie-onderdelen en dienen deze laatste bovendien correct gedimensioneerd te worden teneinde de investerings- en werkingskosten zo laag mogelijk te houden. Hierbij is het belangrijk dat er goede afspraken gemaakt worden tussen de installateur, de architect, de opdrachtgever en het eventuele studiebureau. Indien alle voorwaarden en eisen met betrekking tot de invoergegevens van de uit te voeren berekeningen duidelijk vastgelegd worden, zal het in geval van problemen immers gemakkelijker zijn om de verantwoordelijkheden toe te wijzen aan de juiste partij. De opdrachten van de verschillende partijen staan in de regel beschreven in het lastenboek of het bijzondere bestek van de werken. Verder zou hierin ook voldoende informatie opgenomen moeten zijn over de volgende ontwerp- en installatieaspecten (zie § 3.3.2):

- de verantwoordelijkheden van elke partij
- de thermische karakteristieken van het gebouw (U-waarden en/of R-waarden van alle gebouwelementen, luchtdichtheid van de gebouwschil ...), nodig voor de berekening van de transmissieverliezen
- de mogelijke manieren om de thermische prestaties van de gebouwelementen te verbeteren met het oog op de vermindering van de energiebehoeften van het gebouw (energiebesparing)
- de ventilatievoorzieningen in de verschillende ruimten van het gebouw (ventilatiesysteem, ventilatiegebieden)
- de basisbuitentemperatuur en de gewenste binnentemperaturen (comforttemperatuur) voor alle verwarmde ruimten volgens de richtwaarden uit de norm NBN B 62-003 [B2]
- de (genormaliseerde) warmteverliezen van de ruimten en het vermogen van de verwarmingslichamen
- de warmtegenerator (keteltype, maximale druk, drukverlies, minimaal waterdebiet, type rookgasafvoer, toevoer van de verbrandingslucht, energiebron, toevoer van de brandstof), de stookplaats of opstellingsruimte (plaats in het gebouw, ventilatievoorzieningen), de schoorsteen (type, afmetingen, materiaal), de mogelijke waterbehandeling en de kwaliteit van het vul- en navulwater (zie kadertje 'Kwaliteit van het vul- en navulwater', p. 22)
- de opwarming van het tapwater (opwarmingstype, warmwaterbehoeften, sanitaire uitrusting, piekverbruik, prioriteit, geschiktheid als naverwarming na een zonneboiler)

- het warmteafgiftesysteem (ontwerptemperatuur, plaats en aansluitingswijze van de verwarmingslichamen), het warmtedistributiesysteem (verloop van het buizenet, isolatie) en de invoergegevens, nodig voor de keuze van de regel- en veiligheidsapparatuur (expansievat, regelkranen, thermostaatkranen)
- de regeling (*on/off* of modulerend, kamerthermostaat, regelaar, buitenvoeler ...).

Aan de hand van de opgesomde informatie en eisen wordt vervolgens het ontwerp van de installatie opgemaakt, waarbij grote aandacht uitgaat naar de correcte dimensionering van de installatieonderdelen. De richtlijnen en de rekenmethoden uit de bestaande normen kunnen in deze context goed van pas komen om de energie-efficiëntie van de installatie te optimaliseren. Deze manier van werken wordt bij wet bovendien beschouwd als de toepassing van de regels van goede praktijk [M1], waardoor eveneens de verantwoordelijkheid van de installateur en het eventuele studie bureau gedekt is.

NOOT 1

Voor genoemde richtlijnen zijn in principe enkel geldig voor nieuwbouw en de hierin te plaatsen nieuwe centrale-verwarmingsinstallaties. Desalniettemin zou men ook in het geval van bestaande gebouwen moeten trachten om deze eisen in de mate van het mogelijke in acht te nemen. Voor de eventueel ontbrekende informatie dienen gegevens of waarden bij ontstentenis aangenomen te worden (in overleg met en met het akkoord van alle betrokken partijen). Deze gegevens of waarden dienen duidelijk vermeld te worden in het bestek of toegevoegd te worden aan de ontwerpberekeningen van de installatie.

KWALITEIT VAN HET VUL- EN NAVULWATER

De kwaliteit van het vul- en navulwater is een belangrijk aandachtspunt om corrosieproblemen in de verwarmingsinstallatie te vermijden in het algemeen en om het risico op ketelsteen- en slibvorming en plaatselijke oververhittingsverschijnselen in de alsmaar compacter wordende stookketels te beperken in het bijzonder. In deze context heeft het WTCB – in overleg met de Belgische fabrikanten en invoerders van verwarmingsketels – een aantal nieuwe richtlijnen uitgewerkt ter beperking van de waterhardheid in functie van het ketelvermogen en de specifieke waterinhoud van de installatie. Deze werden reeds besproken in een artikel uit het magazine WTCB-Contact 2012/2.13 [D1], dat bovendien ook aanbevelingen bevat ter beperking van de zuurtegraad (pH) van het vulwater en het aantal verversingen van de waterinhoud gedurende de volledige levensduur van de installatie.

3.3 ENERGIEPRESTATIEREGELGEVING (EPB)

3.3.1 EUROPESE RICHTLIJNEN MET BETREKKING TOT DE ENERGIEPRESTATIES VAN GEBOUWEN EN PRODUCTEN

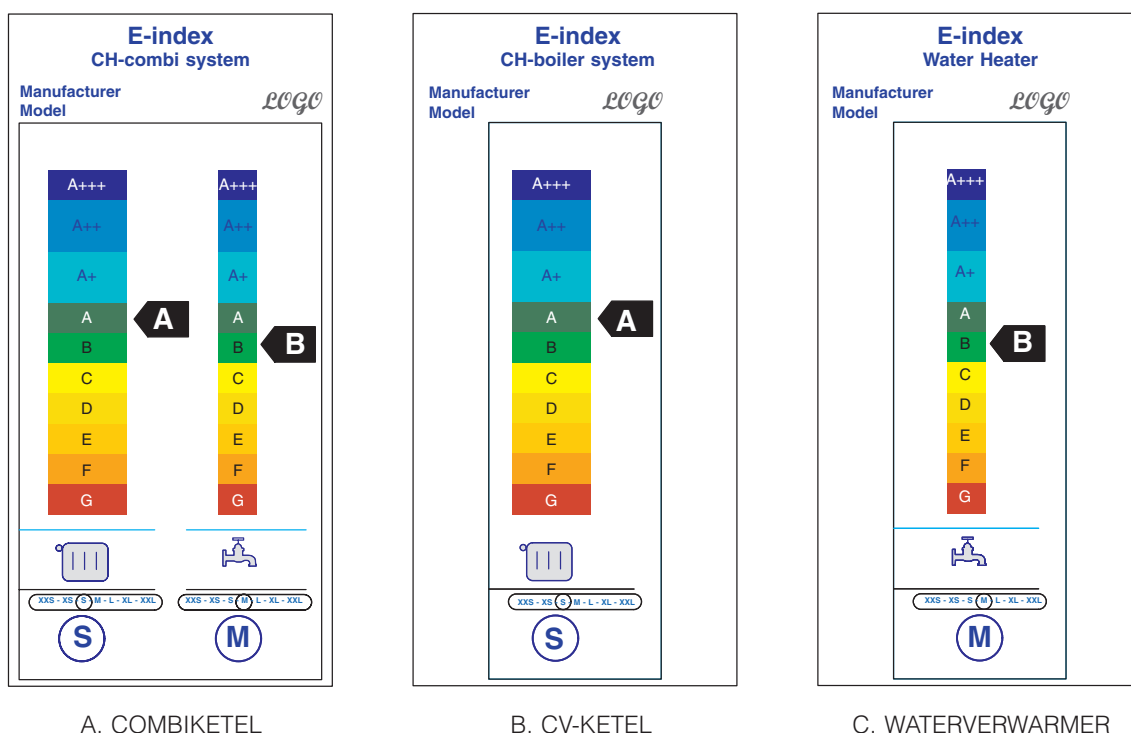
Omwille van economische, strategische en ecologische redenen (het toenemende energiegebruik in de Europese Unie, het feit dat Europa voor de invoer van zijn fossiele brandstoffen afhankelijk is van derden, de alarmerende klimaatveranderingen van de aarde ...), heeft het Europese Parlement in 2007 de zogenoemde '20/20/20'-doelstellingen goedgekeurd. Deze hebben als oogmerk om op Europees niveau tegen 2020 globaal 20 % minder broeikasgassen uit te stoten, het energieaandeel, afkomstig uit hernieuwbare energiebronnen, tot minstens 20 % te doen toenemen en de energie-efficiëntie van onze gebouwen en energieverbruikende producten met 20 % te verhogen.

Ter ondersteuning van deze doelstellingen heeft de Europese Unie de afgelopen jaren een aantal richtlijnen met betrekking tot de energieprestaties van gebouwen en producten uitgevaardigd, die door alle Lidstaten verplicht in te voeren zijn op nationaal vlak:

- de Europese Energieprestatierichtlijn van 2002 (EPBD – 2002/91/EG) [E1] en zijn herziening van 2010 (EPBD-Recast – 2010/31/EG) [E6] zetten een Europees kader uit voor de bepaling van de minimale energieprestaties van gebouwen en installaties. De implementatie van deze richtlijn wordt verder toegelicht in § 3.3.2
- de Europese EUP-richtlijn (*Energy Using Products* – 2005/32/EG) [E2] bevat op zijn beurt een aantal eisen rond het ecologische of milieuvriendelijke ontwerp van energieverbruikende of energiegerelateerde

producten, waarbij de focus ligt op de verbetering van de energie-efficiëntie van elektrisch aangedreven toestellen gedurende hun volledige levensduur

- de Europese *Ecodesign*richtlijn (2009/125/EG) [E4] vormt een aanvulling op de EUP-richtlijn. Hierbij worden er voor elk energieverbruikend product een aantal specifieke eisen inzake de minimale energie-efficiëntie vastgelegd in een reeks van verordeningen tot uitvoering van de richtlijn. Voor verwarmingsinstallaties werden er vooralsnog enkel eisen uitgewerkt voor circulatoren en pompen (zie § 8.9). De eisen voor de andere producten (boilers, stookketels, warmtepompen, warmeluchtgeneratoren ...) zijn volop in voorbereiding
- de Europese Energie-etiketteringsrichtlijn (2010/30/EG) [E5] promoot het energiebesparende potentieel van energiegerelateerde producten door de indeling ervan in zeven energieklassen (kleurenschaal A tot G) en 3 bijkomende klassen (A+ tot A+++), waarbij het energieverbruik door een pijl aangeduid wordt (zie afbeelding 1)
- de Hernieuwbare-energiebronnenrichtlijn (2009/28/EG) [E3] ten slotte, verplicht de Lidstaten ertoe om hun aandeel energie, afkomstig uit hernieuwbare energiebronnen, tegen 2020 op te krikken tot een gemiddeld peil van 20 %. Voor België werd het streefcijfer voorlopig vastgelegd op 13 %.



Afb. 1 Aanduiding van de energie-efficiëntie van energiegerelateerde producten volgens de Europese Energie-etiketteringsrichtlijn (2010/30/EG) [E5].

Van alle hiervoor aangehaalde richtlijnen is de Energieprestatierichtlijn (EPBD) veruit de belangrijkste in het kader van dit Rapport. De toepassing ervan in België heeft immers een invloed op de energie-efficiëntie van de installaties en derhalve ook op het ontwerp en de uitvoering van de werken van de aannemer-installateur.

3.3.2 BELANG VAN DE EPB-REGELGEVING VOOR DE AANNEMER-INSTALLATEUR OF DE ONTWERPER

De omzetting van de Energieprestatierichtlijn (EPBD) is in ons land een regionale materie, wat betekent dat de drie gewesten elk apart een EPB-regelgeving hebben moeten invoeren. De krachtlijnen van deze drie regelgevingen zijn echter wel gelijklopend en kunnen als volgt samengevat worden:

- de opstelling van een rekenmethodiek ter beoordeling van de energieprestaties van gebouwen
- de invoering van energieprestatie-eisen voor gebouwen (nieuwbouw en renovatie) en technische installaties (waaronder verwarmingsinstallaties)
- de invoering van een energieprestatiecertificaat bij het bouwen, verhuren of verkopen van gebouwen
- de invoering van een regelmatige inspectie voor centrale-verwarmingketels en klimaatinstallaties.

Deze laatste twee maatregelen (energiecertificatie van gebouwen en inspectie van centrale-verwarmingsketels) werden door de regionale overheden intussen reeds omgezet in specifieke reglementeringen, die evenwel buiten het kader van dit Rapport vallen.

Wat de eerste twee maatregelen betreft, hebben de drie gewesten van ons land elk een eigen Energieprestatieregelgeving (EPB) ingevoerd [M2, M4, M6], waarin er onder meer energieprestatie-eisen opgelegd worden voor gebouwen en installaties. Deze eisen hebben voornamelijk betrekking op:

- de warmte-isolatie van het gebouw als geheel (eisen inzake het globale isolatiepeil of K-peil, zie § 3.3.5.2)
- de warmte-isolatie van alle gebouwelementen die deel uitmaken van de gebouwschil (eisen inzake de U_{\max} - of R_{\min} -waarden, zie § 3.3.5.1)
- de energieprestaties van het gebouw en de technische installaties (eisen inzake het energieprestatiepeil of E-peil, zie § 3.3.5.2)
- het behoud van een goede binnenluchtkwaliteit en de beperking van oververhitting (door het plaatsen van een ventilatiesysteem en het voorzien van de nodige ventilatievoorzieningen).

Om te kunnen voldoen aan de hiervoor geciteerde doelstellingen, dient de architect (als ontwerper van het gebouw) en/of de indiener van de EPB-aangifte de ontwerpeisen vast te leggen die door alle aannemers gevolgd moeten worden bij de uitvoering van hun werkzaamheden. De architect dient er tevens voor te zorgen dat elke aannemer tijdig een EPB-dossier ontvangt, waarin hij kennis kan nemen van zijn specifieke taken en verantwoordelijkheden (bv. de planning), het bijzondere bestek, de meetstaat en de EPB-ontwerpeisen die voor hem van toepassing zijn.

Ondanks het feit dat de ontwerper van de verwarmingsinstallatie (installateur of studie bureau) betrokken kan zijn bij het vastleggen van de EPB-ontwerpeisen, blijft deze volledig vrij om het technische ontwerp van de HVAC-installatie op te maken in overeenstemming met de geldende normen en praktijkregels. Hij dient deze werkzaamheden echter wel uit te voeren conform de plannen en het bestek van de architect en mag hierbij evenmin beslissingen nemen die in tegenspraak zijn met de EPB-ontwerpeisen. Het staat hem niettemin vrij om – in overleg met de architect en/of de opdrachtgever – andere toestellen, systemen of technieken voor te stellen, op voorwaarde dat zijn alternatieven minstens dezelfde prestaties leveren als deze die vastgelegd zijn in de EPB-ontwerpeisen. Dit dient gecheckt te worden door de architect.

De ontwerpers dienen zich met andere woorden niet te beperken tot de ontwerpeisen die opgelegd worden door de EPB-regelgeving. Ze kunnen immers zelf voorstellen doen tot het nemen van bijkomende energiebesparende maatregelen of het gebruik van producten en systemen die betere energetische prestaties leveren dan de wettelijk vereiste.

Om de impact van hun initiatieven beter te kunnen inschatten, is het dan ook belangrijk dat de ontwerpers – en in het bijzonder de installateurs van HVAC-systemen – een goede kennis hebben van de EPB-eisen die een rechtstreekse of onrechtstreekse weerslag hebben op hun vakgebied. Daarom zullen we de aandacht hierna toespitsen op de volgende aspecten:

- de bepaling van het globale isolatiepeil van een gebouw (K-peil) (zie § 3.3.3)
- de bepaling van het energieprestatiepeil (E-peil) (zie § 3.3.4)
- de EPB-eisen die hieraan gekoppeld zijn (zie § 3.3.5)
- de maatregelen ter verbetering van de energieprestaties van verwarmings- (zie § 3.4) en warmwaterproductie-installaties (zie § 3.5).

3.3.3 BEPALING VAN HET GLOBALE ISOLATIEPEIL VAN EEN GEBOUW (K-PEIL)

3.3.3.1 NUTTIGE INFORMATIE VOOR DE ONTWERPER

De berekening van het K-peil van het gebouw gebeurt automatisch via het EPB-rekenprogramma dat de gewesten gratis ter beschikking stellen van de architect of de indiener van de EPB-aangifte. De ontwerper of de installateur vraagt bij het ontvangen van het EPB-dossier best steeds een kopie van de elektronische berekening van het K-peil, aangezien hij hierin nuttige gegevens kan terugvinden die goed van pas kunnen komen bij de berekening van de warmteverliezen van het gebouw.

Zo bevat voornoemde elektronische berekening de voorberekende U-waarden van alle wanden die deel

uitmaken van de gebouwschil (gevels, vensters, daken, onderste vloeren), de in aanmerking genomen lineaire warmtedoorgangscoefficienten van de koudebruggen (of bouwknopen) en de becijfering van de transmissieverliezen doorheen de gebouwschil. Ook het beschermde volume van het gebouw (bepaald aan de hand van de buitenafmetingen), dat onder meer gebruikt kan worden bij de berekening van de vereiste ventilatiedebieten, kan in het K-peildossier gevonden worden.

Daarnaast behelst de berekening van het K-peil nog een aantal andere gegevens die eveneens gebruikt kunnen worden voor de inschatting van de totale warmteverliezen van het gebouw en derhalve ook voor de benaderende bepaling van het ketelvermogen (wat bijvoorbeeld nuttig kan zijn bij het indienen van de prijsofferte).

Voor de (benaderende) bepaling van de totale warmteverliezen van een gebouw kan de volgende formule gebruikt worden:

$$\Phi_{\text{tot}} = [(U_{m,T} \cdot A_T) + (0,34 \cdot 0,75 \cdot V)] \cdot (20 - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (3.1)$$

waarbij:

Φ_{tot} : de benadering van het totale warmteverlies van het gebouw (in W)

$U_{m,T}$: de gemiddelde warmtedoorgangscoefficient van het gebouw, bepaald volgens § 3.3.3.8 (in W/m².K)

A_T : de totale verliesoppervlakte van alle omhullende buitenwanden van het gebouw, bepaald volgens § 3.3.3.5 (in m²)

V : het beschermde volume van het gebouw, bepaald volgens § 3.3.3.3 (in m³)

θ_e : de basisbuitentemperatuur van de streek waarin het gebouw gelegen is, bepaald volgens de norm NBN B 62-003 [B2] (in °C).

NOOT 2

In de uitdrukking (3.1) stelt de term $(0,34 \cdot 0,75 \cdot V)$ de infiltratieverliezen voor, die berekend werden voor een forfaitair aangenomen verversing van het binnenluchtvolume met buitenlucht van 1 keer per uur. Voor een correcte berekening van het ketelvermogen en de warmteverliezen van alle vertrekken van het gebouw, wordt verwezen naar de geldende normen (zie ook § 4.2).

3.3.3.2 HET GLOBALE ISOLATIEPEIL (K-PEIL)

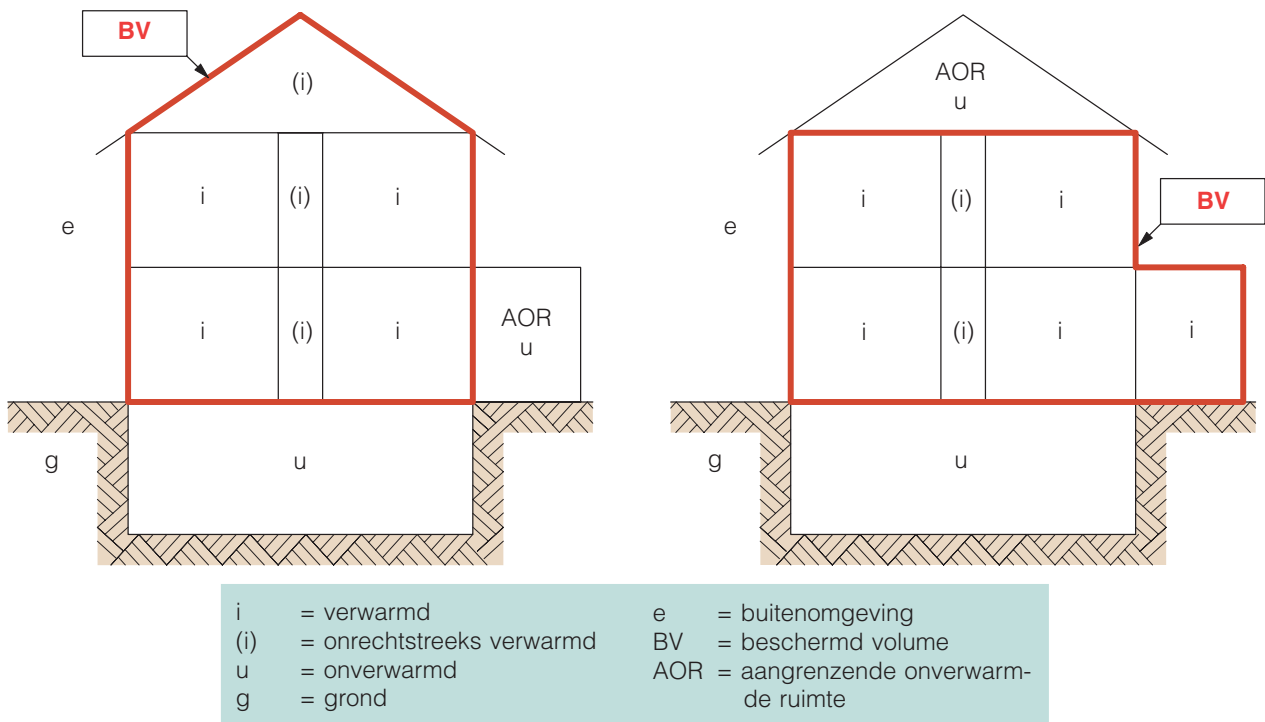
De bepaling van het globale isolatiepeil van een gebouw (K-peil) is gebaseerd op de genormaliseerde rekenmethode uit de norm NBN B 62-301 [B3]. Het K-peil is een maatstaf voor de graad van isolatie van de gebouwschil, waarbij niet alleen rekening gehouden wordt met de gewogen gemiddelde warmtedoorgangscoefficient van alle wanden van de gebouwschil, maar ook met de compactheid van het gebouw (d.w.z. de verhouding van het volume tot de verliesoppervlakte).

Alvorens men kan overgaan tot de eenduidige bepaling van het K-peil, dient men eerst een aantal belangrijke conventies vast te leggen met betrekking tot de afbakening van de oppervlaktes en volumes. De hier vermelde definities werden overgenomen uit de norm NBN B 62-301, waarnaar we bovendien verwijzen voor meer gedetailleerde informatie.

3.3.3.3 HET BESCHERMDE VOLUME

Het beschermde volume (BV) van een gebouw is het geheel van ruimten die men als thermisch beschermd beschouwt en die al dan niet direct of indirect verwarmd zijn. Het omvat dus niet alleen de verwarmde ruimten van het gebouw, maar ook alle onverwarmde of indirect verwarmde ruimten die binnen de (geïsoleerde) gebouwschil vallen (zie afbeelding 2, p. 26).

Onverwarmde ruimten die niet aan de buitenomgeving grenzen en die binnen de geïsoleerde gebouwschil liggen, worden dus beschouwd als indirect verwarmd en worden derhalve automatisch tot het beschermde volume van het gebouw gerekend. Indien deze ruimten wel grenzen aan de buitenomgeving, dient het ontwerp- of bouwteam uit te maken of ze al dan niet tot het beschermde volume behoren. De positie van de isolatielagen zal hierbij gewoonlijk doorslaggevend zijn. De zolderruimte uit afbeelding 2 zal bijvoorbeeld tot het beschermde volume behoren indien het dak geïsoleerd is (links), maar zal buiten het beschermde volume vallen indien enkel de zoldervloer geïsoleerd is (rechts).



Afb. 2 Afbakening van het beschermd volume en de aangrenzende onverwarmde ruimten.

3.3.3.4 AANGRENZENDE ONVERWARMDE RUIMTEN

Een aangrenzende onverwarmde ruimte (AOR) van een gebouw is een bovengronds gelegen onverwarmde ruimte, die enerzijds grenst aan de buitenomgeving en anderzijds aan het beschermd volume van het gebouw in kwestie. Dergelijke ruimten zijn meestal bedoeld als thermische bufferruimten die de warmteverliezen tussen de ruimten binnen het beschermd volume en de buitenomgeving temperen en onder bepaalde voorwaarden ook zonnewarmte kunnen bufferen die benut kan worden door de ruimten binnen het beschermd volume.

Het feit of een ruimte al dan niet beschouwd moet worden als een aangrenzende onverwarmde ruimte, wordt bepaald door het ontwerp- of bouwteam. Dit gebeurt op basis van de ondubbelzinnige afbakening van het beschermd volume, waarbij de positie van de isolatielagen opnieuw doorslaggevend zal zijn. Indien de scheidingswanden tussen de onverwarmde ruimte en de verwarmde ruimten binnen het beschermd volume bijvoorbeeld geïsoleerd zijn (zie afbeelding 2, links), dan dient men deze ruimte te beschouwen als een aangrenzende onverwarmde ruimte die niet tot het beschermd volume behoort. In dit geval wordt de warmteoverdracht tussen de binnen- en de buitenomgeving via de aangrenzende onverwarmde ruimte aangeduid door de term H_U (zie § 3.3.3.7).

3.3.3.5 DE TOTALE WARMTEVERLIESOPPERVLAKTE

De totale warmteverliesoppervlakte A_T (in m^2) van een gebouw is de som van de oppervlakten van alle verticale, horizontale of hellende gebouwelementen (bepaald op basis van de buitenafmetingen) via dewelke er een warmteoverdracht door transmissie kan plaatsvinden tussen het beschermd volume en:

- de buitenomgeving (rechtstreeks)
- de grond of deels of geheel door de grond omsloten ruimten
- de aangrenzende onverwarmde ruimten.

De scheidingsmuren tussen een welbepaald beschermd volume en de al dan niet verwarmde ruimten van een ander aanpalend beschermd volume, maken geen deel uit van de totale warmteverliesoppervlakte A_T . De scheidingsmuren waarmee het beschouwde beschermd volume aan de buitenomgeving grenst, maken daarentegen wel steeds deel uit van de totale warmteverliesoppervlakte A_T . Voor bepaalde speciale gevallen dient men er de regelgeving op na te slaan.

3.3.3.6 DE VOLUMECOMPACTHEID

De volumecompactheid (C) van een gebouw is gelijk aan de verhouding tussen het beschermde volume V (in m^3) van dit gebouw tot de totale warmteverliesoppervlakte A_T (in m^2):

$$C = \frac{V}{A_T} \quad (\text{m}). \quad (3.2)$$

Gebouwen met een kleine volumecompactheid (d.w.z. met een relatief klein beschermd volume en een relatief grote verliesoppervlakte) vertonen over het algemeen grotere warmteverliezen voor eenzelfde volume-eenheid. De volumecompactheid wordt daarom als een bepalende parameter beschouwd bij de beoordeling van het isolatiepeil.

3.3.3.7 TOTALE WARMTEOVERDRACHTSCOËFFICIËNT DOOR TRANSMISSIE

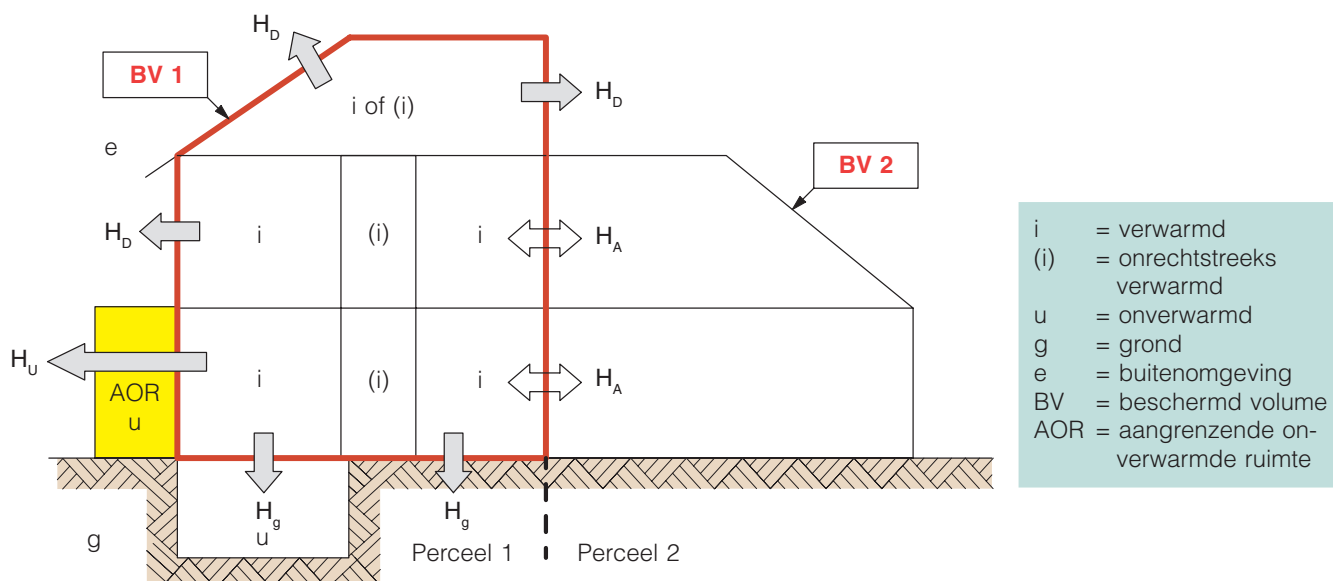
De totale warmteoverdrachtscoëfficiënt door transmissie (H_T) tussen de binnen- en de buitenomgeving (zie afbeelding 3) wordt bepaald aan de hand van de volgende formule:

$$H_T = H_D + H_g + H_u (+ H_A) \quad (\text{W/K}) \quad (3.3)$$

waarbij:

- H_D : de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie doorheen alle gebouwelementen die de directe scheiding vormen tussen de (onrechtstreeks) verwarmde ruimten binnen het beschermde volume en de buitenomgeving, met inbegrip van alle koudebruggen in en tussen de aansluitingen van deze gebouwelementen (in W/K)
- H_g : de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie doorheen alle gebouwelementen die de scheiding vormen tussen de (onrechtstreeks) verwarmde ruimten binnen het beschermde volume en de buitenomgeving via de grond of via deels of geheel door de grond omsloten onverwarmde ruimten (kelders, kruipruimten), met inbegrip van alle koudebruggen tussen de aansluitingen van deze gebouwelementen met de bovengrondse wandelementen (in W/K)
- H_u : de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie doorheen alle gebouwelementen die de scheiding vormen tussen de (onrechtstreeks) verwarmde ruimten binnen het beschermde volume en de buitenomgeving via de aangrenzende onverwarmde ruimten (in W/K)
- H_A : de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie doorheen alle gebouwelementen die de scheiding vormen tussen de (onrechtstreeks) verwarmde ruimten binnen het beschermde volume en de verwarmde of onverwarmde ruimten van een aangrenzend gebouw (in W/K) (zie NOOT 3).

Voor meer informatie omtrent de bepaling van voormelde termen, verwijzen we naar de normen NBN B 62-301 [B3] en NBN B 62-002 [B1].



Afb. 3 Warmteoverdracht tussen de binnen- en de buitenomgeving (H_D : rechtstreeks naar buiten; H_g : via de grond; H_u : via de aangrenzende onverwarmde ruimten).

NOOT 3

Bij de bepaling van het K-peil van een gebouw met behulp van de uitdrukking (3.3) komt de term H_A (W/K) te vervallen. Volgens de norm NBN B 62-301 wordt immers aangenomen dat er geen warmteoverdracht plaatsvindt doorheen de muren die de scheiding vormen tussen twee aangrenzende beschermde volumes (zie § 3.3.3.5). Hieruit volgt dus dat $H_A = 0$.

3.3.3.8 DE GEMIDDELDE WARMTEDOORGANGSCOËFFICIËNT

De gemiddelde warmtedoorgangscoefficiënt ($U_{m,T}$) van een gebouw is de verhouding van de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt door transmissie (H_T) tot de totale warmteverliesoppervlakte (A_T) van het beschermde volume. Deze verhouding wordt berekend aan de hand van de volgende formule:

$$U_{m,T} = \frac{H_T}{A_T} = \frac{H_D + H_g + H_U}{A_T} \quad (\text{W/m}^2\cdot\text{K}) \quad (3.4)$$

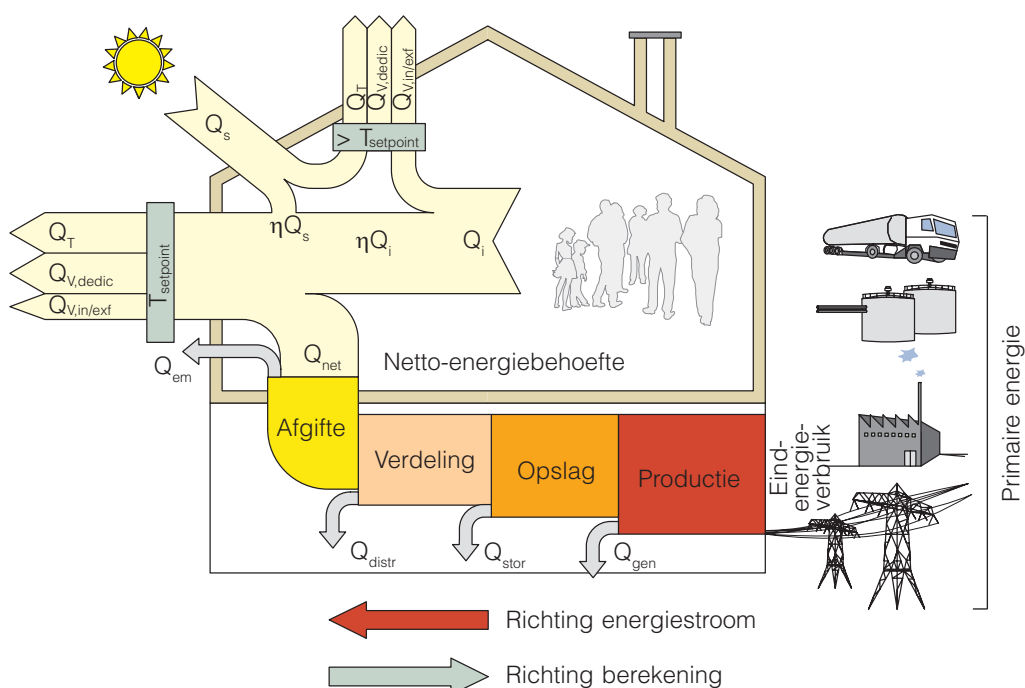
waarbij:

H_T : de totale warmteoverdrachtscoëfficiënt door transmissie (in W/K), berekend volgens de uitdrukking (3.3), met verwaarlozing van de term H_A

A_T : de totale warmteverliesoppervlakte (in m²), bepaald volgens § 3.3.3.5.

3.3.4 BEPALING VAN HET ENERGIEPRESTATIEPEIL (E-PEIL)

In het kader van de gewestelijke EPB-regelgevingen wordt naast de thermische prestatie van het gebouw ook de energieprestatie van de verwarmingsinstallatie geëvalueerd. Dit gebeurt op basis van een waardering van de rendementen van de warmteproductie, de warmteverdeling en de warmteafgifte. De verwarmingsinstallatie heeft bijgevolg een niet te onderschatten impact op de bepaling van het globale energieprestatiepeil (E-peil) van het gebouw. Teneinde het belang van deze parameters beter te kunnen inschatten, lichten we hierna de rekenmethode van het E-peil wat verder toe en worden er tevens een aantal aanbevelingen gegeven waarmee het mogelijk moet worden om de in rekening te brengen rendementen reeds vanaf de ontwerpfase van de installatie te verhogen en zodoende te komen tot een betere energieprestatie.



Afb. 4 Schematische voorstelling van de bepaling van het E-peil voor residentiële gebouwen.

In afbeelding 4 wordt de bepaling van het E-peil voor residentiële gebouwen schematisch voorgesteld als de energiestroom die door het verwarmingssysteem aan het gebouw geleverd wordt enerzijds en door het gebouw aan de buitenomgeving afgegeven wordt door transmissie en ventilatie anderzijds. Hierbij wordt eveneens rekening gehouden met de warmtewinsten, teweeggebracht door bewoning en bezonning.

De berekening van het peil van primaire-energieverbruik (E-peil) gebeurt in het kader van de EPB-regelgeving in vier opeenvolgende stappen:

- eerst wordt de netto-energiebehoefte (Q_{net}) voor de verwarming bepaald. Het gaat hier om de hoeveelheid warmte die door het warmteafgiftesysteem moet afgegeven worden om een bepaalde binnentemperatuur (T_{setpoint}) te bereiken en in stand te houden. Deze netto-energiebehoefte wordt bepaald aan de hand van gestandaardiseerde rekenregels waarin onder meer rekening gehouden wordt met de warmteverliezen door transmissie (Q_{T}) en ventilatie (Q_{V}) en de warmtewinsten door bezonning (Q_{S}) en het gebruik van het gebouw (Q_{I}). Ook de thermische capaciteit van het gebouw heeft hierbij een rol te spelen, net zoals de warmteafvoer naar de buitenomgeving van zodra de ingestelde binnentemperatuur overschreden wordt ($> T_{\text{setpoint}}$)
- aan de hand van de aldus bepaalde netto-energiebehoefte gaat men vervolgens over tot de becijfering van de bruto-energiebehoefte. Dit is de hoeveelheid warmte die door de warmtegenerator (CV-ketel, warmtepomp ...) doorgegeven wordt aan het warmte-afgiftesysteem. Het verschil tussen de netto- en de bruto-energiebehoefte wordt veroorzaakt door de verliezen die optreden in het afgifte-, verdeel- en opslagsysteem ($Q_{\text{em}}, Q_{\text{distr}}, Q_{\text{stor}}$). Deze worden bepaald door het systeemrendement
- daarna dient men het eindenergieverbruik voor de verwarming te bepalen. Het gaat hier om de hoeveelheid energie die door de warmtegenerator verbruikt wordt als gevolg van de verbranding van de brandstof. Het verschil tussen de bruto-energiebehoefte en het eindenergieverbruik wordt veroorzaakt door de mantel- en schoorsteenverliezen van de warmtegenerator en de verliezen als gevolg van de onvolledige verbranding van de brandstof (Q_{gen}). Dit wordt bepaald door het productierendement. Verder wordt er bij de bepaling van het eindenergieverbruik ook rekening gehouden met de bijdrage van de eventuele zonthermische systemen (voor zover deze gekoppeld zijn aan de verwarmingsinstallatie)
- ten slotte wordt het karakteristieke primaire-energieverbruik voor de verwarming bepaald. Het eindenergieverbruik wordt hierbij (via de factor f_{p}) omgerekend naar een zekere hoeveelheid primaire energie (d.w.z. onafhankelijk van de gebruikte brandstof), rekening houdend met de energieverliezen die optreden bij de productie en het transport van de brandstof. Ook het eindenergieverbruik onder de vorm van elektriciteit wordt met een omrekeningsfactor vermenigvuldigd. Dit is te wijten aan het feit dat de omzetting van de gebruikte brandstof (bv. aardgas, stookolie of uranium) in elektriciteit in de centrale eveneens gepaard gaat met rendementsverliezen.

Het aldus berekende peil van primaire-energieverbruik (E-peil) dient kleiner te zijn dan of gelijk te zijn aan een door de overheid opgelegde grenswaarde (E_{max} -waarde), die verschillend is naargelang van het type gebouw. Het streefdoel is dus om het berekende E-peil zo klein mogelijk te houden. Dit kan enerzijds gerealiseerd worden door de netto-energiebehoefte voor de verwarming van het gebouw tot een minimum te beperken (goed geïsoleerde en luchtdichte gebouwschil, compacte bouwwijze ...) en anderzijds door de energieprestatie van de verwarmingsinstallatie te optimaliseren aan de hand van een goed ontwerp (zie § 3.4).

NOOT 4

Binnen de EPB-regelgeving werden er voor de bepaling van het E-peil twee aparte rekenmethoden ontwikkeld, eentje voor residentiële gebouwen (EPW) en eentje voor niet-residentiële gebouwen (EPU). In dit laatste geval worden er een aantal bijkomende factoren in rekening gebracht, waaronder de koelbehoeften van het gebouw en het energieverbruik voor verlichting en bevochtiging.

3.3.5 EISEN UIT DE GEWESTELIJKE ENERGIEPRESTATIEREGELGEVINGEN

3.3.5.1 EISEN INZAKE DE WARMTE-ISOLATIE VAN GEBOUWELEMENTEN

Volgens de gewestelijke energieprestatierregelgevingen moeten alle wanden die deel uitmaken van de gebouwschil beantwoorden aan een aantal eisen inzake de maximale warmtedoorgangscoefficiënt (U_{max} -waar-

Tabel 3 Parameters voor de berekening van de U-waarde van gebouwelementen volgens de norm NBN B 62-002 en de gerelateerde EN-normen.

Symbol en eenheid	Parameter	NBN B 62-002	Gerelateerde EN-normen
R_{si} (m ² .K/W)	Warmteovergangsweerstand aan het binnenoppervlak	§ 5.1 en § 5.2	NBN EN ISO 6946 [B31]
R_{se} (m ² .K/W)	Warmteovergangsweerstand aan het buitenoppervlak	§ 5.1 en § 5.2	NBN EN ISO 6946 [B31]
λ (W/mK)	Warmtegeleidbaarheid (homogene bouwmaterialen): <ul style="list-style-type: none"> • bepaling van de gedeclareerde λ-waarden (procedure) • getabelleerde rekenwaarden (veilige waarden) • grondtypes 	§ 5.3 Bijlage A Bijlage C en Bijlage I	NBN EN ISO 10456 [B36] NBN EN ISO 13370 [B37]
R (m ² K/W)	Warmteweerstand van niet-homogene bouwmaterialen	§ 6.1 tot § 6.4 en Bijlage B	NBN EN ISO 6946 [B31]
R_a (m ² K/W)	Warmteweerstand van luchtlagen of holten: <ul style="list-style-type: none"> • niet, matig of sterk geventileerde luchtlagen • luchtlagen in dubbele ramen en voorzetramen 	§ 5.4 en § 5.5 § 9.3	NBN EN ISO 6946 [B31] NBN EN ISO 10077-1 [B33]
U (W/m ² .K)	Warmtedoorgangscoefficiënt: <ul style="list-style-type: none"> • totale warmteweerstand (R_T-waarde) • warmtedoorgangscoefficiënt (U-waarde) • vensters, deuren (berekening en waarden bij ontstentenis) • raamprofielen (numerieke berekening) • lichte gevels • beglazing • onderste vloeren 	§ 6.1 tot § 6.4 § 7.1 tot § 7.6 § 9.1 tot § 9.6 en Bijlage D § 8.1 tot § 8.2, Bijlage F en Bijlage G § 10.1 tot § 10.5 § 8.3 § 16.1 tot § 16.6 en Bijlage I	NBN EN ISO 6946 [B31] NBN EN ISO 10077-1 [B33] NBN EN ISO 10077-2 [B34] NBN EN 13947 [B26] NBN EN 673 [B10] NBN EN ISO 13370 [B37]
Ψ (W/mK)	Lineaire warmtedoorgangscoefficiënt (koudebruggen of bouwknopen): <ul style="list-style-type: none"> • nauwkeurige rekenmethode (numeriek - 2D en 3D) • vereenvoudigde bepaling 	§ 12.1 tot § 12.2 § 12.3, Bijlage H en Bijlage I	NBN EN ISO 10211 [B35] NBN EN ISO 14683 [B38]
χ (W/K)	Punt-warmtedoorgangscoefficiënt (3D-koudebruggen)	§ 12.2	NBN EN ISO 10211 [B35]

reglementeringen zodanig aanpassen dat elk nieuw opgericht gebouw tegen 2020 energieneutraal zal zijn. Dit betekent dat hun thermische-isolatietechnieken en technische uitrustingen dermate geëvolueerd moeten zijn dat de resterende energiebehoeften gedekt kunnen worden door het loutere gebruik van hernieuwbare energiebronnen (zon, wind, aardwarmte ...).

Met dit toekomstbeeld voor ogen is het duidelijk dat de ontwerpers van HVAC-installaties best nu reeds aandacht beginnen te besteden aan het gebruik van duurzame energietechnieken en de verbetering van de energieprestaties van hun installaties.

NOOT 5

Voor meer informatie omtrent de recentste evolutie van de EPB-regelgevingen (wettelijke teksten) en de ermee gerelateerde eisen verwijzen we naar de desbetreffende websites van de gewestelijke overheden (www.energiesparen.be, www.ibgebim.be en <http://energie.wallonie.be>). Aangepaste informatie ten behoeve van de aannemers is eveneens te consulteren op de volgende WTCB-websites: www.normen.be en <http://energie.wtcbe.be>.

Tabel 4 Evolutie van de EPB-eisen voor nieuwe woningen in de drie gewesten.

Jaartal	Vlaams Gewest			Waals Gewest			Brussels Hoofdstedelijk Gewest										
	K-peil	E-peil	HVAC	K-peil	E-peil	HVAC	K-peil	E-peil	HVAC								
1985	-																
1986																	
1987																	
1988																	
1989																	
1990																	
1991																	
1992	K65																
1993																	
1994																	
1995																	
1996																	
1997																	
1998	K55																
1999																	
2000																	
2001																	
2002																	
2003																	
2004																	
2005																	
2006	K45	E100															
2007																	
2008																	
2009		E80															
2010																	
2011																	
2012	K40	E70	Netto-energiebehoefte kleiner dan 70 kWh/m ²	K45													
2013																	
2014		E60															
2015																	
2016																	
2017																	
2018																	
2019																	
2020	?	Bijna energieneutraal	?	?	Bijna energieneutraal	?	?	Bijna energieneutraal	?								

3.3.6 SPECIFIEKE EPB-EISEN IN HET BRUSSELS HOOFDSTEDELIJK GEWEST

In het Brussels Hoofdstedelijk Gewest is er sinds 1 januari 2011 een specifieke EPB-regelgeving van kracht [M5] ⁽¹⁾ en dit, zowel voor nieuwe als voor bestaande centrale-verwarmingsinstallaties, werkend op vloeibare en gasvormige brandstoffen.

⁽¹⁾ Voor de meest recente informatie omtrent het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 3 juni 2010 verwijzen we naar de website www.ibgebim.be.

In tabel 5 wordt een algemeen overzicht gegeven van de betrokken eisen, met vermelding van de personen die belast zijn met de uitvoering en/of de controle ervan.

Tabel 5 Algemeen overzicht van de EPB-eisen in het Brussels Hoofdstedelijk Gewest.

Toepassingsgebied	Verplichtingen	Type installatie	
		CV-installatie van type 1 (< 100 kW)	CV-installatie van type 2 (≥ 100 kW)
Periodieke controle en onderhoud	<ul style="list-style-type: none"> • Kuisen van de ketel en de schoorsteen • Regeling van de brander • Meetopening op de ketel • Meting van het verbrandingsrendement • Rookgasanalyse • Modulatie van het brandervermogen • Schoorsteentrek • Ventilatie van de stookplaats (luchttoevoer) • Dichtheid van de rookgasafvoer/luchttoevoer 	Door een erkend technicus (*)	
Oplevering van de nieuwe installatie of de ketel	<ul style="list-style-type: none"> • Bepaling van het ketelvermogen • Isolatie van de buizen (water) en de kanalen (lucht) • Afsluitbaarheid van de circuits (verwarming, koeling) • Regeling en programmatie (verwarming) • Bijhouden van het logboek 	Door een erkend chauffagist of een EPB-adviseur	Door een EPB-adviseur
	<ul style="list-style-type: none"> • Aflezen van het energieverbruik van de ketel (op de teller) • Aflezen van het elektriciteitsverbruik van de ventilatoren (op de teller) • Warmteterugwinning op de afvoerlucht • Regeling van het luchtdebiet (toevoerlucht) • Energieboekhouding 	–	Door een EPB-adviseur
Diagnose	<ul style="list-style-type: none"> • Diagnose van de gehele installatie zodra de ketel 15 jaar oud is (eenmalig) • Opstellen van een rapport met aanbevelingen 	Door een erkend chauffagist of een EPB-adviseur	Door een EPB-adviseur

(*) Deze controle dient jaarlijks plaats te vinden indien het gaat om een installatie op stookolie en driejaarlijks indien het gaat om een installatie op gas. Er dient eveneens een onderhoudsattest opgemaakt te worden.

Voor nieuwe installaties met een vermogen van minder dan 100 kW werden er een aantal EPB-eisen geformuleerd met betrekking tot de bepaling van het ketelvermogen (volgens een nog nader te bepalen rekenmethode), de isolatie van de leidingen (zie tabel 6, p. 34), de afsluitbaarheid van de circuits (voor regel- en onderhoudsdoeleinden), de regeling en de programmatie van de installatie (zie tabel 7, p. 34) en het bijhouden van een logboek met informatie over het onderhoud en de herstelling van de installatie. Voor grotere installaties (met een vermogen van 100 kW of meer) zijn er nog enkele bijkomende eisen van toepassing die onder meer te maken hebben met de automatische opname van het brandstofverbruik en het verplicht bijhouden van een energieboekhouding. Daarnaast kan men nog een aantal andere eisen onderscheiden die specifiek van toepassing zijn voor ventilatiesystemen.

Voor bestaande installaties met warmtegeneratoren van meer dan 15 jaar oud leggen de EPB-eisen een energetische diagnose van de gehele installatie op, waarbij de aangestelde EPB-adviseur of een erkend chauffagist een rapport dient op te stellen met aanbevelingen ter verbetering van de energieprestatie van de installatie.

Ten slotte bevat het Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 3 juni 2010 [M5] nog een aantal eisen inzake de periodieke controle en het onderhoud die van toepassing zijn op alle bestaande centrale-verwarmingsinstallaties. Naargelang het gaat om gasolie-installaties of gasinstallaties dienen deze werkzaamheden respectievelijk jaarlijks of driejaarlijks uitgevoerd te worden door een erkend technicus. Naast

Tabel 6 EPB-eisen met betrekking tot de thermische isolatie van de verwarmingsleidingen in het Brussels Hoofdstedelijk Gewest.

Leiding		Minimale isolatiedikte (mm)			
		Leidingen buiten het beschermde volume		Leidingen binnen het beschermde volume	
Nominale diameter DN	Buitendiameter D_e (mm)	$\lambda_{isol} < 0,035$ W/m.K	$0,035 \leq \lambda_{isol} \leq 0,045$ W/m.K	$\lambda_{isol} < 0,035$ W/m.K	$0,035 \leq \lambda_{isol} \leq 0,045$ W/m.K
15	$20 \leq D_e < 25$	13	23	11	19
20	$25 \leq D_e < 30$	17	29	13	22
25	$30 \leq D_e < 40$	22	35	16	26
32-40-50	$40 \leq D_e < 60$	27	42	21	32
65-80	$60 \leq D_e < 90$	35	54	25	37
100	$90 \leq D_e < 115$	39	59	28	41
125	$115 \leq D_e < 160$	42	62	32	46
150-200	$160 \leq D_e < 230$	47	68	36	50
250-300	$230 \leq D_e < 330$	49	70	38	53
≥ 350	$330 \leq D_e$	60	80	50	60

Tabel 7 EPB-eisen met betrekking tot de regeling en de programmatie van de installatie in het Brussels Hoofdstedelijk Gewest.

Installatie	Gebouwtype	Type installatie of regeling	Eisen (*)
Alle installaties	Verwarmde ruimte	Verwarmingslichaam	Thermostaatkraan op elk verwarmingslichaam
Nieuwe installaties	Residentieel gebouw	Individuele installatie (woning of appartement)	Regeling van type A
		Collectieve installatie	Regeling van type A per woning of per appartement
	Niet-residentieel gebouw	Alle installaties	Regeling van type A + programma met een <i>optimizer</i> voor minimum 365 dagen indien de vloeroppervlakte $\geq 400 \text{ m}^2$
Bestaande installaties	Residentieel gebouw	Individuele installatie (bestaande regeling via een referentieruimte)	Bestaande regeling behouden + treffen van aanvullende maatregelen om een regeling van type A te bekomen
		Individuele installatie (bestaande regeling zonder referentieruimte)	Regeling van type A of regeling van type B
		Collectieve installatie (bestaande regeling via een referentieruimte)	Bestaande regeling behouden + treffen van aanvullende maatregelen om een regeling van type A te bekomen (met uitzondering van de regeling van de ketelwatertemperatuur)
		Collectieve installatie (bestaande regeling zonder referentieruimte)	Regeling van type A of regeling van type B
	Niet-residentieel gebouw	Alle installaties	Regeling van type A + programma met een <i>optimizer</i> voor minimum 365 dagen indien de oppervlakte $\geq 400 \text{ m}^2$. Indien de oppervlakte $\geq 5000 \text{ m}^2$, dient men meerdere <i>optimizers</i> te voorzien

(*) Regeling van type A = automatisch klokprogramma (dag-/nacht-/antivriesregime, min. 7 dagen) + pompsturing ter vermindering van het energieverbruik + regeling van de ketelwatertemperatuur volgens de instructies van de fabrikant.
Regeling van type B = thermostaatkranen + automatisch klokprogramma (dag-/nachregime, min. 7 dagen).

de klassieke onderhoudswerken (reiniging van de ketel, vegen van de schoorsteen, rookgasanalyse, meten van de schoorsteentrek ...) voert het Besluit ook een nieuwe eis in die betrekking heeft op de verplichte vermogensmodulatie voor branders (zie tabel 8, p. 35). Deze eis heeft tot doel om energiebesparingen te realiseren door maximaal gebruik te maken van de kleine vlam en zodoende de mogelijkheid te scheppen om de regeling af te stemmen op de warmtevraag (of de belasting van de ketel).

Tabel 8 EPB-eisen met betrekking tot de vermogensmodulatie van branders in het Brussels Hoofdstedelijk Gewest.

Keteltype	Brandertype	Brandstof	Vermogen	Minimale eisen voor de brander
Standaardketel of lagetemperatuurketel	Ventilatorbrander (steeds voorzien van een luchtklep)	Gasolie Aardgas LPG	$P \geq 150 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Ofwel een tweetrapsbrander waarvan de kleinste trap overeenstemt met 50 à 65 % van P • Ofwel een modulerende brander waarvan het bereik groter is dan 50 % van P
			$P \geq 1000 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Ofwel een drietrapsbrander • Ofwel een modulerende brander waarvan het bereik groter is dan 65 % van P
			$P \geq 2000 \text{ kW}$	Altijd een modulerende brander waarvan het bereik groter is dan 65 % van P
	Atmosferische brander	Aardgas LPG	$P \geq 100 \text{ kW}$	<ul style="list-style-type: none"> • Ofwel een tweetrapsbrander waarvan de kleinste trap gelijk is aan of kleiner is dan 85 % van P • Ofwel een modulerende brander
Condensatieketel	Om het even	Aardgas LPG	Om het even	Altijd een modulerende brander

NOOT 6

In het Vlaamse en het Waalse Gewest is er een gelijkaardige wetgeving in voorbereiding.

3.4 OPTIMALISEREN VAN DE ENERGIEPRESTATIES VAN VERWARMINGSINSTALLATIES

3.4.1 ALGEMEEN

De installateur die (of het studie bureau dat) verantwoordelijk is voor het technische ontwerp van de verwarmingsinstallatie mag hierbij geen beslissingen nemen die in tegenspraak zijn met de EPB-eisen. Niettegenstaande het feit dat de installateur in overleg met het bouwteam alternatieve producten, systemen of materialen kan voorstellen, dient hij er steeds op toe te zien dat deze minstens aan dezelfde prestatie-eisen voldoen.

In de volgende paragrafen worden er een aantal maatregelen opgesomd die de verbetering van het productie- en het systeemrendement tot doel hebben. Deze maatregelen zijn niet alleen van toepassing voor de gebouwen en installaties die binnen het toepassingsdomein van de EPB-regelgeving vallen, maar zijn ook van belang voor bestaande gebouwen waarin belangrijke renovatiewerken plaatsvinden of waarin de oude stookketel vervangen wordt.

3.4.2 MAATREGELEN TER VERBETERING VAN HET PRODUCTIERENDEMENT

Voor wat betreft de warmteproductie zijn in het bijzondere bestek normaalgesproken de volgende gegevens opgenomen:

- het type warmteproductie (centraal en/of decentraal)
- het type warmtegenerator (condenserend of niet), de gebruikte brandstof (gasvormig, vloeibaar, vast) en de eventuele koppeling met de warmwaterproductie
- het type regeling van de ketelwatertemperatuur (vast of glijdend)
- de plaats van opstelling (binnen of buiten het beschermde volume).

De installateur kan eventueel zelf voorstellen doen die een beter productierendement opleveren en dan ook een gunstig effect zullen hebben op het berekende E-peil. De volgende maatregelen kunnen in dit

verband geciteerd worden:

- de warmtegenerator dient steeds binnen het beschermde volume van het gebouw opgesteld te worden. Een opstelling buiten het beschermde volume wordt door de EPB immers bestraft met een vermindering van het berekende productierendement met 2 %. Uit veiligheidsoverwegingen en om de luchtdichtheid van het beschermde volume niet in het gedrang te brengen, dient men deze maatregel echter te beperken tot warmtegeneratoren met een gesloten verbrandingskring (zie kadertje ‘Aanbevelingen voor de plaatsing van de warmtegenerator’)
- men dient in de mate van het mogelijke te opteren voor een regeling die de ketel stopt en laat afkoelen indien er geen warmtevraag is. Voor ketels die permanent op temperatuur gehouden worden, voorziet de EPB immers een vermindering van het productierendement met 5 %
- de voorkeur zou moeten uitgaan naar een glijdende regeling van de ketelwatertemperatuur (met stooklijn en buitensonde). Ketels met een vast ingestelde watertemperatuur worden door de EPB immers bestraft met een vermindering van het berekende productierendement met 5 %
- condensatieketels genieten steeds de voorkeur. In de warmtewisselaar van een condensatieketel worden de rookgassen door het retourwater uit het afgiftesysteem zover afgekoeld dat de in de rookgassen aanwezige waterdamp kan condenseren (weliswaar op voorwaarde dat de retourwatertemperatuur laag genoeg is; zie verder). Bij dit condensatieproces wordt de latente warmte uit de rookgassen teruggevoerd en zorgen de lagere rookgastemperaturen voor minder warmteverliezen via de schoorsteen, wat resulteert in een hoger productierendement. Het productierendement van een condensatieketel neemt met 2 tot 2,5 % toe bij elke daling met 10 °C van de retourwatertemperatuur aan de ingang van de ketel
- de EPB neemt enkel een gunstig effect op het productierendement in aanmerking indien de bij het ontwerp gekozen retourwatertemperatuur laag genoeg is om condensatie in de rookgassen te veroorzaken. In de TV 235 [W1] wordt aangetoond dat er condensatie in de rookgassen kan optreden zodra de retourwatertemperatuur ongeveer 5 °C lager ligt dan de dauwpunttemperatuur van de rookgassen (d.w.z. 50 °C voor aardgasrookgassen met een dauwpunttemperatuur van 55 °C, of 42 °C voor gasolie-rookgassen met een dauwpunttemperatuur van 47 °C).

AANBEVELINGEN VOOR DE PLAATSIING VAN DE WARMTEGENERATOR

De aanbevolen plaatsing van de warmtegeneratoren ten opzichte van het beschermde volume is afhankelijk van het feit of men te maken heeft met een warmtegenerator met een open dan wel met een gesloten verbrandingskring. Tabel 9 geeft een aantal regels op die in acht genomen kunnen worden om de veiligheid en de luchtdichtheid van het beschermde volume te vrijwaren.

Tabel 9 Aanbevolen plaatsing van de warmtegeneratoren ten opzichte van het beschermde volume.

Technische installaties	Aanbevolen plaatsing ten opzichte van het beschermde volume
Centrale of individuele verwarming met generatoren met een gesloten verbrandingskring	Binnen het beschermde volume, voor zover het vermogen kleiner blijft dan 70 kW
Centrale of individuele verwarming met generatoren met een open verbrandingskring	Buiten het beschermde volume. De doorboringen kunnen beperkt worden door de collectoren binnen het beschermde volume te plaatsen
Opslag en productie van warm water (onafhankelijk van de stookketel)	<ul style="list-style-type: none"> • Toestellen met een open verbrandingskring: buiten het beschermde volume. De doorboringen kunnen beperkt worden door de collectoren binnen het beschermde volume te plaatsen • Toestellen met een gesloten verbrandingskring en elektrische boilers: binnen het beschermde volume

Ondanks het feit dat ze geen rechtstreeks effect hebben op het berekende E-peil, is het aanbevolen om ook nog de volgende bijkomende ontwerpvoorwaarden in overweging te nemen:

- men dient te kiezen voor een zo laag mogelijk ontwerpwatertemperatuurregime (70/50 °C of 60/40 °C bij radiatoren, 45/35 °C of 40/30 °C bij vloerverwarming ...)

- de ketel moet gedimensioneerd worden in functie van de werkelijke warmtebehoefte. Hoewel de EPB-regelgeving geen eisen bevat met betrekking tot het ketelvermogen, dient een overdimensionering vermeden te worden omwille van de hogere investeringskosten, de hogere stilstandsverliezen en de hogere belasting van het leefmilieu
- men dient te opteren voor ketels met een gesloten verbrandingskamer. Deze vertonen immers geen extra warmteverliezen ten gevolge van de toevoer van de koude verbrandingslucht zoals wel het geval is bij toestellen met een open verbrandingskring. Gesloten ketels garanderen bovendien een veilige werking (CO-vergiftiging is uitgesloten) en interageren niet met de eventueel aanwezige ventilatiesystemen.

NOOT 7

Het gebruik van warmtepompen wordt in het kader van de EPB sterk gewaardeerd bij de bepaling van het productierendement. De keuze van een warmtepomp in plaats van een condensatieketel is dan ook steeds aanbevolen, voor zover er een geschikte warmtebron met een zo hoog mogelijke brontemperatuur aanwezig is (bodem, grondwater, lucht) en het eraan gekoppelde verdeelnet een verwarmingssysteem is dat ontworpen is op een zo laag mogelijk temperatuurregime.

3.4.3 MAATREGELEN TER VERBETERING VAN HET SYSTEEMRENDEMENT

De energieverliezen die optreden bij de verdeling, de afgifte, de opslag en de regeling van de warmte in een verwarmingssysteem, worden globaal ingerekend via het systeemrendement en hebben bijgevolg een impact op de berekening van het E-peil. Het is dan ook belangrijk dat alle invloedsparameters duidelijk omschreven en vastgelegd worden in het bijzondere bestek, zodanig dat de installateur er voldoende rekening mee kan houden en eventueel alternatieve voorstellen kan formuleren om tot een zo gunstig mogelijke energieprestatie te komen.

Het **afgifterendement** wordt bepaald als de verhouding van de nuttige warmte, die door de verwarmingslichamen aan de te verwarmen ruimten van het gebouw afgegeven wordt, tot de totale door deze toestellen afgegeven warmte. Het afgifterendement hangt daarom enerzijds af van de wijze waarop de ruimtetemperatuur geregeld wordt (al dan niet per individueel vertrek) en anderzijds van de wijze waarop de watertemperatuur geregeld wordt (vast of glijdend). Volgens de EPB wordt de regeling van de ruimtetemperatuur forfaitair ingerekend in het afgifterendement, terwijl de regeling van de ketelwatertemperatuur apart ingerekend wordt bij de bepaling van het productierendement (zie § 3.4.1).

Het **verdeelrendement** wordt bepaald als de verhouding van de nuttige warmte, die door de verwarmingslichamen aan de te verwarmen ruimten van het gebouw afgegeven wordt, tot de totale warmte die door de warmtegenerator aan het volledige verdeelnet afgegeven wordt. Het verdeelrendement wordt door de EPB op een sterk vereenvoudigde wijze bepaald. De enige parameter die hierbij in beschouwing genomen wordt, is immers of het verdeelnet buiten of binnen het beschermde volume van het gebouw geplaatst is.

Indien er een opslagvat aanwezig is, wordt het **opslagrendement** gedefinieerd als de verhouding van de warmte die door het opslagvat aan het verdeelnet afgegeven wordt, tot de totale warmte die door de warmtegenerator aan het opslagvat afgegeven wordt. Ook het opslagrendement wordt door de EPB op vereenvoudigde wijze bepaald, rekening houdend met het feit of het opslagvat al dan niet binnen het beschermde volume geplaatst is (vermindering van 5 % bij een opstelling buiten het beschermde volume).

Met betrekking tot de verdeling, de afgifte, de regeling en eventueel ook de opslag van de warmte, bevat het bijzondere bestek normaalgesproken de volgende gegevens:

- het type warmteproductie (centraal of decentraal) en de eventuele warmteopslagvoorzieningen (opslagvat)
- het type en de positionering van het warmteafgiftesysteem of de verwarmingslichamen (radiatoren, convectoren, vloerverwarming, muurverwarming ...)
- de wijze waarop de watertemperatuur geregeld wordt (constant, glijdend ...)
- de wijze waarop de ruimtetemperatuur geregeld wordt (per vertrek, per zone ...), de apparatuur waarmee dit gebeurt (kamerthermostaat, thermostaatkranen ...) en de tijdsprogrammatie die hieraan gekoppeld is
- de wijze waarop de verwarmingskosten verdeeld worden over de verschillende gebruikers (enkel in geval van collectieve installaties).

De volgende maatregelen hebben een positieve invloed op het systeemrendement van de installatie (en bijgevolg ook een gunstig effect op het E-peil):

- de keuze voor een individuele temperatuurregeling per ruimte, bv. door middel van een thermostaatkraan en/of een kamerthermostaat (de EPB belooft dit met een forfaitaire verhoging van het afgifterendement met 2 %)
- de keuze voor een glijdende watertemperatuurregeling (bv. door middel van een stooklijn en een buitensonde of een driewegmengkraan) en het vermijden van een constante instelling van de watertemperatuur (de EPB voorziet voor de glijdende regeling een forfaitaire verhoging van het afgifterendement met 2 %)
- de installatie van alle verwarmingsbuizen binnen het beschermde volume van het gebouw. Indien de leidingen deels buiten het beschermde volume gelegen zijn, voorziet de EPB een forfaitaire afname van het verdeelrendement met 5 %
- geen rechtstreekse plaatsing van de radiatoren voor de beglazing (forfaitaire verlaging van het afgifterendement met 8 %).

Daarnaast zijn er nog een aantal maatregelen die weliswaar een gunstige invloed hebben op het systeemrendement, maar niet rechtstreeks gevalideerd worden in het kader van de EPB (en bijgevolg geen effect hebben op het berekende E-peil):

- de correcte dimensionering van de verwarmingslichamen in functie van de berekende warmteverliezen van de verwarmde ruimte, het gekozen watertemperatuurregime en het berekende waterdebiet. Ondanks het feit dat de EPB hiervoor geen eisen stelt, moet een te grote overdimensionering vermeden worden, omwille van de extra investeringskosten en de grotere thermische inertie die optreedt bij de opwarming
- de keuze voor een zo laag mogelijk watertemperatuurregime: door het gebruik van een lagere watertemperatuur verminderen immers ook de warmteverliezen van het verdeelnet. Men dient er wel op te letten dat de grootte van de verwarmingslichamen correct berekend wordt naargelang van het gekozen waterregime
- het voorzien van een buisisolatie voor de leidingen die buiten het beschermde volume van het gebouw geplaatst zijn. Ook voor leidingen die in onverwarmde ruimten gelegen zijn, is een isolatie aanbevolen.

NOOT 8

De regels inzake de thermische isolatie van verwarmingsbuizen zijn opgenomen in de normen NBN EN 12828 [B21] en NBN D 30-041 [B6]. In het Brussels Hoofdstedelijk Gewest zijn er ook een aantal EPB-eisen voor centrale-verwarmingsinstallaties van toepassing. Het gaat hier onder meer over isolatie-eisen voor de leidingen (zie tabel 6, p. 34).

3.4.4 ENERGIEVERBRUIK VAN ELEKTRISCH AANGEDREVEN TOESTELLEN

Het bijkomende elektriciteitsverbruik dat teweeggebracht wordt door hulpapparatuur zoals pompen (of circulatoren) en ventilatoren en het gebruik van waakvlammen wordt door de EPB in aanmerking genomen bij de berekening van het E-peil. Om dit energieverbruik te beperken, kunnen de volgende aanbevelingen gevolgd worden:

- men dient een aan de installatie aangepaste pomp te kiezen en het gebruik van overgedimensioneerde pompen, die veel energie verbruiken, te vermijden
- men dient een pompregeling te voorzien die de pomp volledig stillegt indien er geen warmtevraag is
- men dient toerentalgeregelde pompen te gebruiken die een variabel debiet kunnen leveren naargelang van de belasting. Dit leidt immers tot merkelijke energiebesparingen
- men dient het gebruik van supplementaire pompen (bv. voeding van het opslagvat of afzonderlijke warmtewisselaars, primaire ketelkring ...) zoveel mogelijk te vermijden
- men dient te kiezen voor een warmtegenerator zonder waakvlam. De EPB rekent immers een extra (forfaitair) hulpenergieverbruik in voor waakvlammen.

NOOT 9

Het energieverbruik van pompen (opgenomen vermogen, rendement, energie-efficiëntie) wordt nader toegelicht in § 8.4.

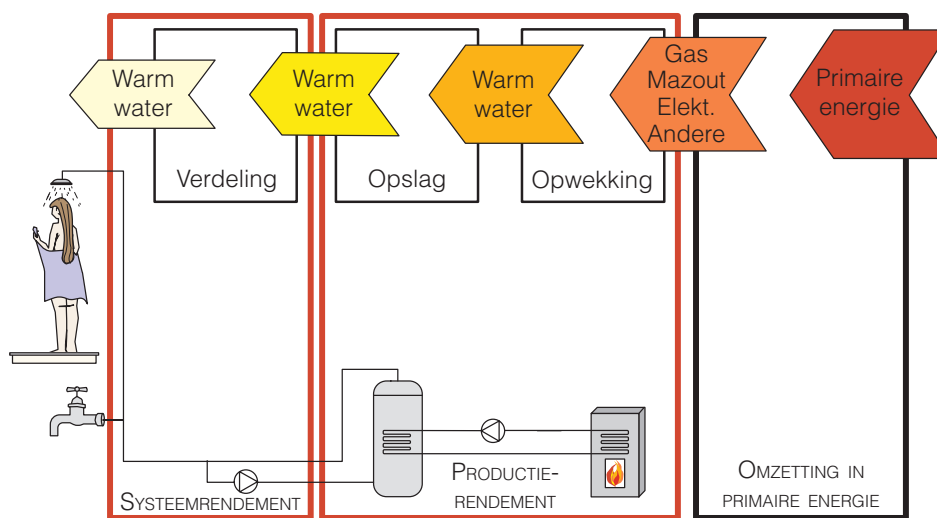
3.5 OPTIMALISEREN VAN DE ENERGIEPRESTATIES VAN WARMWATERPRODUCTIE-INSTALLATIES

3.5.1 BEPALING VAN DE PRESTATIES VAN DE WARMWATERPRODUCTIE-INSTALLATIE

De opwarming van het tapwater gebeurt door een warmtegenerator die in bepaalde gevallen ook gebruikt kan worden voor de ruimteverwarming. De opwarming geschiedt hetzij ogenblikkelijk, via een rechtstreekse doorstroming van een warmtewisselaar, hetzij via een accumulatiesysteem, waarbij er een zekere hoeveelheid water in een opslagtank (boiler) opgeslagen en vervolgens opgewarmd wordt. Het is eveneens mogelijk om een beroep te doen op een bijkomend thermisch zonne-energiesysteem, dat kan zorgen voor de voorverwarming van een zekere hoeveelheid in een opslagvat opgeslagen water, waarvan de naverwarming verder verzekerd wordt door de warmtegenerator.

Bij de bepaling van de energieprestaties van het gebouw en de technische installaties (E-peil) worden de prestaties van de warmwaterproductie-installatie ingerekend aan de hand van een evaluatie van het systeemrendement en het productierendement. Afbeelding 6 geeft een schematische voorstelling van een installatie, waarbij het systeemrendement mede bepaald wordt door de energieverliezen die optreden bij de verdeling van het warme water over de tappunten (bad, douche, lavabo, keuken ...) en waarbij het productierendement beïnvloed wordt door de energieverliezen die optreden bij de opwarming en de opslag van het warme water.

Bij het ontwerp en de plaatsing van de warmwaterproductie-installatie dient men voldoende rekening te houden met de systeemkarakteristieken die opgelegd werden door het bijzondere bestek.



Afb. 6 Schematische voorstelling van het productie- en systeemrendement bij een warmwaterproductie-installatie.

In het kader van de EPB worden het productie- en systeemrendement van de warmwaterproductie-installatie beoordeeld aan de hand van de volgende systeemkarakteristieken:

- voor elk gebouw wordt er een gestandaardiseerd warmwaterverbruik bepaald op basis van het beschermde volume. Deze theoretische rekenwaarde houdt dus geen rekening met de werkelijke warmwatervoorzieningen zoals het aantal baden, douches en dergelijke
- de regelgeving vermeldt drie types warmtegeneratoren (generatoren op gas of stookolie, elektrische warmtepompen en elektrische weerstandsverwarming), waarvoor de forfaitaire productierendementen verschillend zijn al naargelang de warmwaterproductie gebeurt door een ogenblikkelijke opwarming dan wel door een accumulatieverwarming met opslagvat
- de bijdrage die voortkomt uit het gebruik van een thermisch zonne-energiesysteem voor de voorverwarming van het tapwater (zonnepanelen, zonneboiler) wordt in rekening gebracht voor de erop aangesloten tappunten. Het rendement van de zonneboiler hangt grotendeels af van de jaarlijkse (sanitaire) warmwaterbehoefte. De jaargemiddelde zonnestraling, de oppervlakte, de oriëntatie, de helling en de mogelijke beschaduwing van de zonnepanelen zijn hierbij belangrijke invloedsparameters

- ook bij de verdeling van het warme tapwater over de verschillende tappunten gaat er energie verloren. Hoewel de ligging (binnen of buiten het beschermde volume) en de isolatie van de tapleidingen eveneens belangrijke factoren zijn, wordt enkel hun totale lengte tot de voornaamste tappunten (bad, douche en keukenaanrecht) in rekening gebracht bij de bepaling van het E-peil
- bij gebruik van een circulatieleiding waarin er voortdurend warm water rondgepompt wordt teneinde de wachttijd te verkorten, wordt de ligging en de isolatie van de leiding daarentegen wel in rekening gebracht.

3.5.2 MAATREGELEN TER VERBETERING VAN DE PRESTATIES VAN DE WARMWATERPRODUCTIE-INSTALLATIE

Hoewel men er normaalgesproken vanuitgaat dat alle EPB-ontwerpeisen opgevolgd moeten worden, kan het bouwteam in onderling overleg alternatieve maatregelen voorstellen die minstens aan dezelfde eisen voldoen, of zelfs een beter productie- en/of systeemrendement opleveren. Het kan hier bijvoorbeeld gaan om:

- de vervanging van de elektrische weerstandsverwarming door warmtegeneratoren op gas of stookolie. Ondanks het feit dat een elektrische weerstandsverwarming een beter plaatselijk productierendement oplevert, biedt ze het nadeel dat de omzetting naar primaire energie (waarbij rekening gehouden wordt met het rendement van de elektriciteitscentrales en het transport van de primaire-energiebronnen) het E-peil gemiddeld met 10 punten verhoogt. Bij de vervanging door een gastoestel zou men bij voorkeur ook moeten opteren voor een toestel zonder waakvlam
- het gebruik van een elektrische warmtepompboiler, die de uit de afgevoerde ventilatielucht onttrokken warmte (ventilatiesystemen C en D) benut voor de opwarming van het tapwater. Het gaat hier om een energiezuinige keuze die het E-peil gemiddeld met 3 punten doet dalen
- de keuze voor toestellen met ogenblikkelijke warmwaterproductie (doorstroomapparaten), aangezien deze in principe een beter productierendement hebben dan toestellen met een warmwatervoorraadvat. Hun impact op het E-peil is evenwel beperkt (daling van het E-peil met ongeveer 1 punt). Op te merken valt dat de keuze van een doorstroomapparaat (combiketel) energetisch gezien niet altijd voordelig is. Deze keuze houdt immers ook een groter ketelvermogen in, waardoor het seizoensrendement zal dalen. De keuze voor een doorstroomapparaat of een voorraadvat dient bijgevolg afgestemd te worden op de warmwaterbehoeften en de comforteisen van de gebruikers
- de maximale inperking van de lengte van het warmwaterverdeelnnet, door de warmtegenerator centraal of zo dicht mogelijk bij de voornaamste tappunten (bad, douche en keuken) op te stellen. Naargelang van het geval zou het E-peil hierdoor met gemiddeld 2 tot 4 punten kunnen dalen
- het vermijden van circulatieleidingen en de bediening van afgelegen zones met een apart doorstroomtoestel. Indien er toch een circulatieleiding geplaatst wordt, dient men deze zo kort mogelijk te houden, binnen het beschermde volume te leggen en uitstekend te isoleren. Eventueel kan de circulatiepomp voorzien worden van een klokschakeling, die de pomp tijdelijk kan stilleggen
- het voorzien van een warmteterugwinningssysteem op het weglopende douchewater, waarvan het effect bepaald wordt door het rendement van de warmtewisselaar.

Daarnaast zijn er nog een aantal aan te bevelen maatregelen die het energieverbruik zeker ten goede komen (bv. die het productie- en systeemrendement van de warmwaterproductie-installatie verbeteren), maar geen effect hebben op het berekende E-peil:

- de plaatsing van alle tapleidingen (zowel voor koud als warm water) binnen het beschermde volume en de zorgvuldige isolatie van de warmwaterleidingen (opgelet: volgens de EPB-reglementering van het Brussels Hoofdstedelijk Gewest is de isolatie van tapleidingen reeds verplicht; zie tabel 6, p. 34)
- het voorzien van een toereikende afstand tussen de koudwaterleidingen en de centrale-verwarmingsleidingen of de leidingen voor de vloerverwarming (deze maatregel kan eveneens aangewend worden om mogelijke legionellaproblemen te vermijden).

4 BEPALING VAN DE VEREISTE VERWARMINGSVERMOGENS

4.1	Inleiding.....	43
4.2	Vereist vermogen voor de verwarming van het gebouw.....	43
4.2.1	Berekening van de warmteverliezen van het gebouw.....	43
4.2.2	Berekening van de transmissieverliezen ($\Phi_{T,i}$).....	44
4.2.3	Berekening van de ventilatieverliezen ($\Phi_{V,i}$).....	45
4.2.4	Bepaling van het opwarmingsvermogen ($\Phi_{RH,i}$).....	46
4.2.4.1	Intermitterende verwarming.....	46
4.2.4.2	Vereenvoudigde rekenmethode.....	46
4.3	Het vereiste vermogen voor de warmwaterproductie.....	47
4.3.1	Overzicht.....	47
4.3.2	Centrale warmwaterproductie in appartementsgebouwen.....	48
4.3.3	Warmwaterproductie in eengezinswoningen.....	48
4.3.3.1	Principe.....	48
4.3.3.2	Vereenvoudigde bepaling van het vermogen voor woningen met een standaarduitrusting.....	49
4.3.3.3	Bepaling van het vermogen voor woningen met een sanitaire uitrusting met groot waterverbruik.....	49
4.3.4	Warmwaterproductie in tertiaire gebouwen.....	52



4 BEPALING VAN DE VEREISTE VERWARMINGSVERMOGENS

4.1 INLEIDING

Dit hoofdstuk gaat dieper in op de bepaling van de vereiste verwarmingsvermogens en dit, zowel voor de verwarming van het gebouw als voor het opwarmen van het tapwater. Het vereiste vermogen voor de verwarming van het gebouw is in de eerste plaats afhankelijk van de berekende warmteverliezen. Dit vermogen zal des te kleiner zijn naarmate het gebouw beter geïsoleerd is (gelet op het feit dat de warmteverliezen in dit geval alsmaar kleiner worden). Het relatieve belang van het vermogen, nodig voor de opwarming van het tapwater, zal in dit geval dan ook groter worden (en soms zelfs bepalend worden voor het ketelvermogen). De bepaling van het vereiste vermogen voor de warmwaterproductie is bijgevolg een belangrijk aandachtspunt, vooral indien er sanitaire uitrustingen met groot waterverbruik voorzien zijn.

4.2 VEREIST VERMOGEN VOOR DE VERWARMING VAN HET GEBOUW

4.2.1 BEREKENING VAN DE WARMTEVERLIEZEN VAN HET GEBOUW

De bepaling van het minimaal te installeren verwarmingsvermogen in een gebouw gebeurt aan de hand van de genormaliseerde berekening van de warmteverliezen van het gebouw. Deze werd vastgelegd in de norm NBN EN 12831 [B22] en – specifiek voor wat de toepassing in België betreft – in de NBN B 62-003 [B2]. Beide normen werden *anno* 2012 in herziening gesteld. Het gaat hier om een basisberekening waarbij men overgaat tot de bepaling van het minimaal te installeren verwarmingsvermogen van de warmteafgiftetoestellen of -systemen die opgesteld zijn in de te verwarmen ruimten van het gebouw. Daarnaast geeft de norm ook een rekenmethode op ter bepaling van de totale warmteverliezen van het gebouw, die op hun beurt kunnen dienen voor de inschatting van het vermogen van de te installeren warmtegenerator.

Bij de berekening van de warmteverliezen gaat men uit van een piekvermogen. Dit wil zeggen dat het te installeren verwarmingsvermogen bij de meest ongunstige omstandigheden moet kunnen geleverd worden. Daarom wordt er gerekend met een extreem lage basisbuitentemperatuur (de daggemiddelde buitentemperatuur die gemiddeld slechts 1 dag per jaar onderschreden wordt), worden er hoge ongecontroleerde infiltratiedebieten (met buitenlucht) ingerekend indien de gebouwschil niet luchtdicht is, wordt er een supplementair opwarmingsvermogen berekend, wordt er geen rekening gehouden met de warmtewinsten door bezonning of bewoning en worden er veilige ontstenteniswaarden gebruikt voor niet-gekende invoergegevens. De berekening van de warmteverliezen van gebouwen is bijgevolg niet vergelijkbaar met de bepaling van de netto-energiebehoefte voor de verwarming van het gebouw, waarbij er eerder een realistische inschatting van de werkelijke energieverliezen nagestreefd wordt.

Het totaal te installeren verwarmingsvermogen ($\Phi_{HL,i}$) van elke verwarmde ruimte (i) wordt algemeen bepaald als de som van de transmissieverliezen, de natuurlijke- en/of mechanische-ventilatieverliezen en een bijkomende term die rekening houdt met het vereiste opwarmingsvermogen:

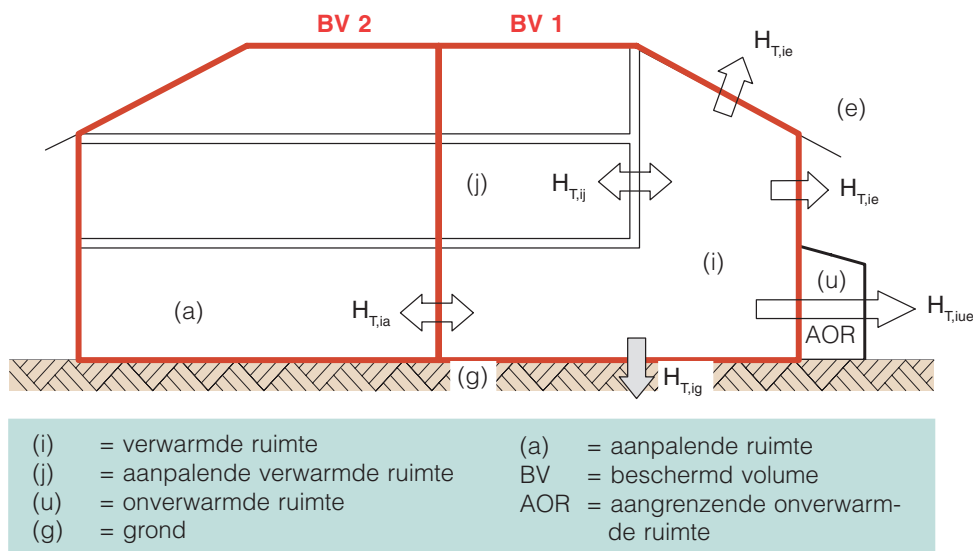
$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} \quad (W) \quad (4.1)$$

waarbij:

- $\Phi_{T,i}$: de transmissieverliezen (in W)
- $\Phi_{V,i}$: de ventilatieverliezen (in W)
- $\Phi_{RH,i}$: het opwarmingsvermogen (in W).

4.2.2 BEREKENING VAN DE TRANSMISSIEVERLIEZEN ($\Phi_{T,i}$)

Afbeelding 7 geeft een schematische voorstelling van alle warmtestromen die door transmissie vanuit een verwarmde ruimte (i) binnen het beschermd volume (BV 1) van het gebouw naar de buitenomgeving (e), de grond (g) of een aanpalende verwarmde (j) of onverwarmde ruimte (u) kunnen stromen.



Afb. 7 Basiswarmteverliezen door transmissie.

De basiswarmteverliezen door transmissie ($\Phi_{T,i}$) van een verwarmde ruimte (i) kunnen bepaald worden aan de hand van de volgende algemene formule:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij} + H_{T,ia}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (W) \quad (4.2)$$

waarbij:

$H_{T,ie}$: de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie van de verwarmde ruimte (i) direct naar de buitenomgeving (e) doorheen de gebouwschil (in W/K)

$H_{T,iue}$: de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie van de verwarmde ruimte (i) naar de buitenomgeving (e) via een aangrenzende onverwarmde ruimte (AOR) (in W/K)

$H_{T,ig}$: de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie van de verwarmde ruimte (i) naar de buitenomgeving (e) via de grond (g) (in W/K)

$H_{T,ij}$: de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie van de verwarmde ruimte (i) naar een aangrenzende ruimte (j) binnen het beschermd volume, die zich op een verschillende temperatuur bevindt (in W/K)

$H_{T,ia}$: de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie van de verwarmde ruimte (i) naar een aangrenzende ruimte (a), die behoort tot een ander aanpalend beschermd volume (in W/K)

$\theta_{int,i}$: de basisbinnenluchttemperatuur van de verwarmde ruimte (i) (in °C)

θ_e : de basisbuitentemperatuur van de streek waarin het gebouw gelegen is (tabel en kaart beschikbaar in de norm NBN B 62-003 [B2]) (in °C).

De berekening van de coëfficiënt voor de warmteoverdracht door transmissie ($H_{T,i}$ -waarde) doorheen de gebouwelementen die een verwarmde ruimte (i) omsluiten, gebeurt meestal aan de hand van de volgende formule:

$$H_{T,i} = \sum_k A_k \cdot U_k \cdot b_u + \sum_l \Psi_l \cdot l_l \cdot b_u \quad (W/K) \quad (4.3)$$

waarbij:

A_k : de oppervlakte van het gebouwelement (k) (in m²)

U_k : de warmtedoorgangcoëfficiënt van het gebouwelement (k) (in W/m².K)

l_l : de lengte van de mogelijke lineaire koudebrug (l) tussen de binnen- en de buitenomgeving (in m)

Ψ_l : de lineaire warmtedoorgangcoëfficiënt van de mogelijke lineaire koudebrug (l) (in W/m.K)

b_u : de correctiefactor die het temperatuurverschil tussen de binnen- en de buitenomgeving ($\theta_{int,i} - \theta_e$) omzet naar het werkelijke temperatuurverschil tussen de binnenruimte en de aangrenzende verwarmde of onverwarmde ruimte (-).

Voor de bepaling van de grondverliezen ($H_{T,ig}$) is er een speciale berekening nodig die onder meer rekening

houdt met de equivalente warmtedoorgangscoefficiënt van de betrokken onderste vloer. Deze is afhankelijk van het type vloer (op de volle grond, boven een kruipruimte, boven een kelder, ingegraven), van de totale warmteweerstand van de vloerplaat en van de karakteristieke vloerafmeting. De berekening gebeurt met behulp van de volgende uitdrukking:

$$H_{T,ig} = f_{g1} \cdot f_{g2} \cdot (\sum_k A_k \cdot U_{equiv,k}) \cdot G_w \quad (\text{W/K}) \quad (4.4)$$

waarbij:

- f_{g1} : een correctiefactor die rekening houdt met de variatie van de buitentemperatuur op jaarbasis ($f_{g1} = 1,45$) (-)
- f_{g2} : een correctiefactor die het temperatuurverschil tussen de binnen- en de buitenomgeving corrigeert tot het verschil tussen de binnentemperatuur en de jaargemiddelde buitentemperatuur (-)
- A_k : de oppervlakte van het gebouwelement (k) in contact met de grond (in m²)
- $U_{equiv,k}$: de equivalente warmtedoorgangscoefficiënt van voornoemd gebouwelement (k), afhankelijk van het vloertype, de warmteweerstand en de karakteristieke vloerafmeting (in W/m².K)
- G_w : een correctiefactor die rekening houdt met de eventuele aanwezigheid van grondwater (-).

Voor meer informatie omtrent de bepaling van de warmteoverdrachtscoëfficiënten door transmissie verwijzen we naar de normen NBN B 62-002 [B1] en NBN EN 12831 [B22].

NOOT 10

Bij de berekening van de basiswarmteverliezen door transmissie van de verschillende verwarmde ruimten ($\Phi_{T,i}$ -waarden) wordt er geen rekening gehouden met de systeemverliezen van de in de bouwelementen geïntegreerde verwarmingssystemen (bv. vloer-, muur- of plafondverwarming). Bij de bepaling van het ketelvermogen dient men echter wel de warmteverliezen die deze systemen via hun rugzijde naar de aangrenzende onverwarmde ruimten, naar de grond of naar de buitenomgeving ondergaan, in aanmerking te nemen.

NOOT 11

Gelet op de gestage verstrenging van de isolatie-eisen uit de gewestelijke energieprestatieregelingen en het feit dat de eisen uit de EPBD-Recast tegen 2020 enkel nog bijna-energie neutrale gebouwen zullen toelaten [E6], ligt het in de lijn van de verwachtingen dat de warmteverliezen door transmissie doorheen de gebouwschil van deze gebouwen sterk zullen verminderen. Het is dan ook waarschijnlijk dat de bepaling van hun warmteverliezen voornamelijk gebaseerd zal zijn op de ventilatieverliezen, de opwarmingsvermogens en de (sanitaire) warmwaterbehoeften.

4.2.3 BEREKENING VAN DE VENTILATIEVERLIEZEN ($\Phi_{V,i}$)

De basiswarmteverliezen door ventilatie ($\Phi_{V,i}$) van een verwarmde en verluchte ruimte (i), worden berekend volgens de volgende algemene uitdrukking:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) = q_{v,i} \cdot \rho_a \cdot c_a \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad (\text{W}) \quad (4.5)$$

waarbij:

- $H_{V,i}$: de warmteoverdrachtscoëfficiënt door ventilatie (in W/K), berekend door de formule $H_{V,i} = q_{v,i} \cdot \rho_a \cdot c_a$, waarin:
 - $q_{v,i}$: het ventilatiedebiet van de verwarmde ruimte (i) (in m³/h)
 - ρ_a : de volumemassa van de lucht bij $\theta_{int,i}$ (in kg/m³)
 - c_a : de specifieke warmtecapaciteit van de lucht bij $\theta_{int,i}$ (in Wh/kg.K)
- $\theta_{int,i}$: de basisbinnentemperatuur van de verwarmde ruimte (i) (in °C)
- θ_e : de basisbuitentemperatuur (in °C).

Het ventilatiedebiet $q_{v,i}$ wordt bepaald naargelang van de aard van het gekozen ventilatiesysteem, waarbij er een onderscheid gemaakt wordt tussen natuurlijke ventilatie ($q_{v,nat,i}$) en mechanische ventilatie ($q_{v,mech,i}$).

Bij natuurlijke ventilatie onderscheidt men enerzijds het (gedeeltelijk ongecontroleerde) minimale ventilatiedebiet dat de ruimte binnenkomt via de voor de natuurlijke ventilatie bedoelde toevoeropeningen (nodig om een goede binnenluchtkwaliteit voor hygiëne en comfort te verzekeren) en anderzijds het (ongecon-

troleerde) infiltratiedebiet dat als gevolg van de windeffecten en de onderdruk via de in de buitenschil aanwezige ondichtheden in de ruimte kan infiltreren.

In het geval van mechanische ventilatie wordt er niet alleen een gecontroleerd mechanisch luchttoevoerdebiet en/of een gecontroleerd mechanisch luchtafvoerdebiet in aanmerking genomen (ontwerpdebieten), maar wordt er tevens rekening gehouden met de bijkomende (ongecontroleerde) infiltratiedebieten in de betrokken ruimte, ten gevolge van de onderdruk die bij de werking van het ventilatiesysteem kan optreden.

De verscheidenheid aan gevallen die voor de verschillende geventileerde ruimten van het gebouw kunnen voorkomen, maakt dat de berekening van de ventilatieverliezen erg complex is. Daarom is het belangrijk dat de ontwerper van het ventilatiesysteem de bouwontwerper of de installateur die het vereiste vermogen van de verwarmingstoestellen dient te berekenen, de nodige informatie met betrekking tot het systeem en de verdeling van de luchtdebieten ter beschikking stelt.

Voor meer informatie omtrent de berekening van de natuurlijke- en mechanische-ventilatieverliezen verwijzen we naar de normen NBN B 62-003 [B2] en NBN EN 12831 [B22].

4.2.4 BEPALING VAN HET OPWARMINGSVERMOGEN ($\Phi_{RH,i}$)

4.2.4.1 INTERMITTERENDE VERWARMING

Om energieverspilling tegen te gaan, worden ruimten vrijwel nooit continu verwarmd. Dit betekent dat de verwarming periodiek onderbroken wordt of op een lager peil gezet wordt gedurende de periode dat er in de betrokken ruimte geen (of minder) warmtevraag of bezetting is. In voorkomend geval zal de opwarming van de afgekoelde ruimte tot de gewenste comforttemperatuur telkens een extra opwarmingsvermogen (Φ_{RH}) vergen van het geïnstalleerde verwarmingstoestel of systeem. Dit extra vermogen is niet alleen afhankelijk van de aangenomen of opgelegde opwarmingsduur en het te overbruggen temperatuurverschil, maar ook van de thermische massa (inertie) van de wanden die de ruimte omsluiten.

Indien de verwarming onderbroken wordt gedurende langere periodes (nacht, weekend, vakantie ...), zal ook de gebouwmassa afkoelen. Vermits de koudestraling van afgekoelde wanden echter een nefaste invloed heeft op de comforttemperatuur, zal het nodig zijn om deze wanden zo snel mogelijk terug op te warmen. De opwarming van (zware) gebouwwanden vergt evenwel veel energie, waardoor het risico bestaat dat de vermogens bij de heropstarting van de verwarming te klein zullen zijn om binnen een redelijke tijdsduur de gewenste comforttemperatuur te bereiken.

Om hieraan te verhelpen, wordt er voor intermitterend verwarmde ruimten doorgaans een bijkomend opwarmingsvermogen ($\Phi_{RH,i}$) voorzien, dat rekening houdt met de volgende factoren:

- de warmtecapaciteit (thermische inertie) van de gebouwelementen
- de gekozen opwarmingstijd
- de temperaturredaling tijdens de verlaging (onderbreking) van de verwarming
- de karakteristieken van het regelsysteem.

Een dergelijk bijkomend opwarmingsvermogen kan echter achterwege gelaten worden op voorwaarde dat:

- het regelsysteem de verlaging (onderbreking) van de verwarming kan uitschakelen tijdens de koudste dagen
- de warmteverliezen als gevolg van de ventilatie tijdens de verlaging (onderbreking) van de verwarming verminderd kunnen worden.

Het spreekt voor zich dat de voorwaarden ter bepaling van de opwarmingsvermogens bij het ontwerp duidelijk vastgelegd moeten worden door het bouwteam en dit, bij voorkeur, in overleg met de gebruiker van de verwarmingsinstallatie.

4.2.4.2 VEREENVOUDIGDE REKENMETHODE

Ondanks het feit dat de opwarmingsvermogens zeer nauwkeurig bepaald kunnen worden aan de hand

van dynamische rekenprocedures, wordt er – gelet op de complexiteit van deze berekeningen – meestal gebruik gemaakt van vereenvoudigde rekenmethoden, die toegepast kunnen worden onder de volgende voorwaarden:

- voor residentiële gebouwen:
 - indien de periode van verlaging (onderbreking) beperkt blijft tot 8 uur (1 nacht)
 - indien de gebouwmassa niet van het lichte type is (zoals houtskeletbouw)
- voor niet-residentiële gebouwen:
 - indien de periode van verlaging (onderbreking) beperkt blijft tot 48 uur (1 weekend)
 - indien de periode van bezetting tijdens de werkdagen langer is dan 8 uur per dag
 - indien de ingestelde binnentemperatuur tussen 20 °C en 22 °C ligt.

De vereenvoudigde berekening van het nodige opwarmingsvermogen ($\Phi_{RH,i}$) kan gebeuren aan de hand van de volgende formule:

$$\Phi_{RH,i} = A_{f,i} \cdot f_{RH,i} \quad (W) \quad (4.8)$$

waarbij:

$A_{f,i}$: de vloeroppervlakte van de verwarmde ruimte (i) (in m²)

$f_{RH,i}$: de opwarmingsfactor, afhankelijk van de opwarmingstijd en de aangenomen daling van de binnentemperatuur tijdens de verlaging (onderbreking) (in W/m²). In tabel 10 zijn er een aantal waarden bij ontstentenis opgenomen naargelang van de aangenomen temperatuurdaling, de opwarmingstijd en de gebouwmassa.

NOOT 12

In geval van warmteafgiftesystemen met een hoge thermische massa (bv. vloerverwarming), dient men in het achterhoofd te houden dat er langere opwarmingstijden nodig zijn. De beschreven vereenvoudigde rekenmethode houdt evenwel geen rekening met de thermische inertie van de verwarmingsinstallatie zelf. Ze veronderstelt dus impliciet dat het opstartvermogen van bij het begin van de opstartperiode direct en volledig beschikbaar is in de te verwarmen ruimten.

Tabel 10 Waarden bij ontstentenis voor de opwarmingsfactor f_{RH} (in W/m²).

Opwarmings-tijd (h)	Residentieel			Niet-residentieel								
	Temperatuurdaling tijdens de verlaging (onderbreking) $\Delta\theta$ (°)											
	1 K	2 K	3 K	2 K			3 K			4 K		
	Gebouwmassa (°)											
	Hoog (°)			Laag	Gem.	Hoog	Laag	Gem.	Hoog	Laag	Gem.	Hoog
1	11	22	45	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	6	11	22	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	4	9	16	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	2	7	13	4	11	16	6	13	16	11	16	16

(¹) Het gaat hier om de aangenomen daling van de binnentemperatuur gedurende de onderbreking van de verwarming. In goed geïsoleerde en luchtdichte gebouwen blijft de temperatuurdaling doorgaans beperkt tot 2 à 3 K.

(²) Laag: lage gebouwmassa (lichte wanden, verlaagde plafonds ...)

Gem.: gemiddelde gebouwmassa (lichte wanden, vloeren en plafonds in zwaar beton).

Hoog: hoge gebouwmassa (wanden in baksteen of beton, vloeren en plafonds in zwaar beton).

(³) Hoewel deze waarden in principe enkel geldig zijn voor gebouwen met een hoge massa, zijn ze in de praktijk ook toepasbaar op bouwwerken uit houtskeletbouw (veilige aanname).

4.3 HET VEREISTE VERMOGEN VOOR DE WARMWATERPRODUCTIE

4.3.1 OVERZICHT

De bepaling van het vereiste vermogen voor de opwarming van het tapwater is in de eerste plaats afhankelijk van de wijze waarop het warme water aangemaakt wordt:

- bij een ogenblikkelijke warmwaterproductie (bv. doorstroomapparaat) moet de ketel in staat zijn om

de nodige piekdebieten te leveren op de gevraagde temperatuur. Dit vereist meestal een groot verwarmingsvermogen

- bij een warmwaterproductie met 100 % accumulatie warmt de ketel een grote voorraad tapwater op tijdens de periode dat er geen vraag naar is (bv. 's nachts), waardoor het volledige dagverbruik gedekt kan worden. Men heeft hiervoor doorgaans slechts een beperkt vermogen nodig, aangezien de ketel voldoende tijd krijgt om op te warmen. Deze productiewijze zal in dit Rapport niet verder aan bod komen, omdat ze vooral aangewend wordt bij elektrische boilers
- bij een semi-accumulatie warmt de ketel een zekere hoeveelheid tapwater op in een opslagtank. Dit gebeurt via een warmtewisselaar die met behulp van een pomp door de ketel gevoed wordt. Op deze manier kan de ketel tijdens de verbruikperiode de eventuele piekverbruiken opvangen en er tevens voor zorgen dat de opslagtank opnieuw volledig op temperatuur gebracht wordt vooraleer er een nieuw piekverbruik optreedt. Het vermogen dat hiervoor nodig is, houdt het midden tussen dat van een doorstroomapparaat en dat van de 100 % accumulatie.

Het vereiste vermogen is eveneens afhankelijk van de warmwaterbehoefte. Deze kunnen verschillen naargelang van het gebruik en het gebouwtype (bv. residentieel of tertiair). Ook de aard van de sanitaire uitrusting speelt hierbij een belangrijke rol, aangezien men een specifieke rekenmethode moet hanteren voor de bepaling van de opwarmvermogens voor toestellen met een zeer hoog waterverbruik.

Hierna geven we een overzicht van de rekenmethoden ter bepaling van de vereiste vermogens in eengezinswoningen, appartementsgebouwen met een centrale warmwaterproductie en tertiaire gebouwen.

4.3.2 CENTRALE WARMWATERPRODUCTIE IN APPARTEMENTSgebouwen

In appartementen kan men het vermogen en het volume van de opslagtank voor een centrale warmwaterproductie nog steeds bepalen volgens de methode uit de ontwerpnorm prNBN D 20-001 [B44].

Deze methode laat toe het verloop van het warmwaterverbruik tijdens de verbruikspiek te bepalen. Aan de hand hiervan kan men niet alleen het vereiste verwarmingsvermogen van de warmtewisselaar voor een ogenblikkelijke bereiding afleiden ($\Phi_{DHW,dir}$), maar ook het vermogen ($\Phi_{DHW,acc}$) en het opslagvolume ($V_{w,acc}$) bij een semi-accumulatie. In dit laatste geval gaat men ervan uit dat de opslagtank opnieuw op temperatuur is (bv. 60 °C) aan het einde van de verbruikspiek (d.w.z. de periode tussen het begin van het piekverbruik en het moment waarop de opslagtank opnieuw volledig opgewarmd is).

Deze methode bestaat erin de verschillende appartementen van het gebouw te herleiden tot een aantal eenheidswoningen met een gelijkwaardig piekverbruik, waarbij er rekening gehouden wordt met de sanitaire uitrusting van elk van de appartementen. Het aantal eenheidswoningen wordt gedefinieerd als de N-waarde van het gebouw. Zo heeft een appartementsgebouw met een piekverbruik van 20 eenheidswoningen een N-waarde van 20.

NOOT 13

In Duitsland werd een proefprocedure uitgewerkt waarmee het mogelijk is het aantal eenheidswoningen na te gaan waarvoor een bepaalde ketel een gegeven piekbehoefte kan dekken. Deze proef laat toe de NL-waarde (d.i. het vermogenkengetal) te definiëren, die ook opgenomen wordt in de technische specificaties van de ketel. Deze waarde komt overeen met de N-waarde (aantal eenheidswoningen) uit de ontwerpnorm prNBN D 20-001. Het volstaat bijgevolg om een ketel te selecteren waarvan de proefondervindelijk bepaalde NL-waarde minstens even groot is als de berekende N-waarde.

4.3.3 WARMWATERPRODUCTIE IN EENGEZINSWONINGEN

4.3.3.1 PRINCIPE

Om het vereiste vermogen voor de verwarming van het tapwater in eengezinswoningen te bepalen, kan

men zijn toevlucht nemen tot een van de volgende methoden:

- men kan de rekenmethode uit de ontwerpnorm prNBN D 20-001 hanteren (zie § 4.3.2)
- voor woningen met een standaarduitrusting kan men de vermogenswaarden uit tabel 12 overnemen (zie § 4.3.3.2)
- voor sanitaire uitrustingen met een zeer groot waterverbruik kan men een berekening maken op basis van de aanwezige sanitaire uitrusting en het door de gebruikers gewenste piekverbruik (zie § 4.3.3.3).

NOOT 14

Ondanks het feit dat het gebruik van een zonneboiler (of van een ander niet continu werkend toestel) voor de voorverwarming van het tapwater weldegelijk een invloed heeft op het werkelijke energieverbruik, wordt dit buiten beschouwing gelaten bij de bepaling van het nodige piekvermogen. Dit vermogen moet immers ook beschikbaar zijn zonder de bijdrage van de zonneboiler.

4.3.3.2 VEREENVOUDIGDE BEPALING VAN HET VERMOGEN VOOR WONINGEN MET EEN STANDAARDUITRUSTING

Tabel 12 (p. 50) bevat een aantal richtwaarden voor de bepaling van het vereiste vermogen voor de warmwaterproductie in eengezinswoningen (met 3 tot 4 bewoners) met een verschillende sanitaire installatie. Het verbruik van de uitrustingen uit deze tabel stemt overeen met het gemiddelde piekverbruik van een eenheidswoning met de opgegeven N-waarde (bepaald volgens de ontwerpnorm prNBN D 20-001). Indien de sanitaire uitrusting van de beschouwde woning te sterk afwijkt van de voorbeelden uit de tabel, dient men de bepalingsmethode uit de ontwerpnorm prNBN D 20-001 te gebruiken of de berekening uit § 4.3.3.3 toe te passen.

De in tabel 12 weergegeven vermogens werden berekend volgens de methode uit de Duitse normenreeks DIN 4708-1 tot -3 [D2, D3, D4]. Hierbij werd er voor de verschillende sanitaire uitrustingen rekening gehouden met de eigenschappen uit tabel 11 (bv. het vereiste watervolume en het energieverbruik per tapbeurt).

Tabel 11 Karakteristieken van de sanitaire uitrustingen uit tabel 12.

Sanitaire uitrusting	Vereist watervolume per tapbeurt $V_{w,t}$ (l)	Verbruikte energie per tapbeurt $Q_{w,t}$ (Wh) (*)
Kleine badkuip	120	4890
Gewone badkuip	140	5820
Grote badkuip	200	8720
Gewone douche	40	1630
Luxe douchekop	75	3020
Laterale douchesproeier	30	1220
Lavabo	17	700
Bidet	20	810
Gootsteen	30	1160

(*) Bepaald voor een gestandaardiseerde taptijd en een tapdebiet en taptemperatuur die als typisch gelden voor de betrokken uitrusting.

4.3.3.3 BEPALING VAN HET VERMOGEN VOOR WONINGEN MET EEN SANITAIRE UITRUSTING MET GROOT WATERVERBRUIK

Uit tabel 11 blijkt dat de aard en de omvang van de sanitaire uitrusting een belangrijke invloed uitoefenen op de vermogens die vereist zijn voor de opwarming van het tapwater. Zo moet men de laatste jaren vaststellen dat er alsmaar meer sanitaire toestellen met een zeer groot waterverbruik geplaatst worden. Denken we hierbij bijvoorbeeld maar even aan regendouches met een zeer brede douchekop (diameters tot meer dan 50 cm), al dan niet in combinatie met zijsproeiers die soms waterdebieten van meer dan

Tabel 12 Vereist vermogen voor de warmwaterproductie in eengezinswoningen bij semi-accumulatie en ogenblikkelijke productie.

Beschrijving van de sanitaire installatie (1)	N-waarde volgens de ontwerpnorm prNBN D 20-001 [B44]	Wachttijd t_w (min) (2)	Vereist vermogen van de warmtewisselaar bij semi-accumulatie $\Phi_{PHW,acc}$ (kW) (3)						Vereist vermogen bij ogenblikkelijke warmwaterproductie $\Phi_{PHW,dif}$ (kW) (5)			
			Volume van de opslagtank ($V_{w,acc}$) (l) (4)									
			60	80	100	120	140	160		180	200	220
Woning met een badkamer, voorzien van een standaard sanitaire uitrusting <i>Badkamer:</i> normale badkuip, normale douche in de badkuip, 1 bidet en 2 wastafels <i>Keuken:</i> 1 gootsteen	1	4	31	22	13	4				36		
		6	46	33	19	5	4					
		8	> 70	66	37	8	4					
Woning met twee badkamers, voorzien van een standaard sanitaire uitrusting <i>Badkamer 1:</i> normale badkuip, normale douche die gescheiden is van de badkuip, 1 bidet en 2 wastafels <i>Badkamer 2:</i> kleine badkuip, 1 wastafel en 1 bidet <i>Keuken:</i> 1 gootsteen	2	4	48	41	34	28	21	14	7	5	48	
		6	64	55	46	36	27	18	9	5		
		8	> 70	69	55	40	26	12	5	5		
Woning met twee badkamers, voorzien van een luxieuze sanitaire uitrusting <i>Badkamer 1:</i> grote badkuip, 2 wastafels, 1 bidet en een doucheceel die gescheiden is van de badkuip met luxe douchekep en 3 laterale sproeiers <i>Badkamer 2:</i> normale douche, 1 wastafel <i>Keuken:</i> 1 gootsteen	3	4	65	58	51	44	37	30	23	16	10	58
		6	> 70	68	59	49	40	31	22	12	12	
		8	> 70	> 70	61	47	33	18	18			

(1) De eigenschappen van elk van deze sanitaire toestellen worden weergegeven in tabel 11 (p. 49).

(2) Een pomp doet het ketelwater circuleren doorheen de warmtewisselaar van de opslagtank. Bij het optreden van de piekbelasting wordt deze pomp dikwijls pas na een zekere wachttijd (t_w) aangeschakeld. In de hier beschouwde gevallen werden drie wachttijden weerhouden van respectievelijk 4, 6 en 8 minuten.

(3) Opwarming van het sanitaire warme water tot 60 °C (aanvoer van koud water op 10 °C). De berekende opwarmingsvermogens zijn geldig voor eengezinswoningen (maximum 70 kW) en houden rekening met het volume van de opslagtank en de wachttijd van de warmtewisselaar. De minimale vermogens (4 en 5 kW) zijn nodig om de opslagtank terug op temperatuur te brengen aan het einde van de verbruikspiek en dit, ongeacht het volume van de tank.

(4) Bij de bepaling van het volume van de opslagtank werd aangenomen dat 80 % van het opgeslagen warme water kan afgetapt worden zonder dat er een substantiële temperatuurdaling optreedt. Het taprendement van de opslagtank bedraagt met andere woorden 80 %. Met het volume van de opslagtank duidt men het totale volume aan dat beschikbaar is voor de naverwarming door de ketel, dus exclusief het eventuele volume dat gebruikt wordt voor de voorverwarming (bv. door middel van een zonneboiler) en dat niet constant op de gebruikstemperatuur gehouden wordt.

(5) $\Phi_{PHW,dif}$ is het gemiddelde vermogen dat nodig is om een piekverbruik van warm water op 45 °C te kunnen dekken gedurende 10 minuten.

40 l/min halen, of aan bubbelbaden, waarvan sommige een waterinhoud van meer dan 600 liter hebben. Voornoemde toestellen zetten bovendien aan tot langere gebruikstijden, die sterk afwijken van deze van de standaarduitrustingen, wat bijgevolg een hoger energieverbruik oplevert.

Hieruit volgt dat de vereenvoudigde bepaling volgens § 4.3.3.2 niet geschikt is voor woningen die voorzien zijn van een sanitaire uitrusting met een groot waterverbruik. In deze gevallen zal men het vereiste vermogen van de warmtewisselaar en het minimale watervolume van het opslagvat dan ook moeten bepalen aan de hand van een berekening die uitgaat van de technische eigenschappen van de geplaatste sanitaire uitrusting en een aangenomen piekverbruik.

Deze rekenmethode is van toepassing op systemen met semi-accumulatie en maakt stapsgewijs de balans op tussen de voor de opwarming van het water verbruikte en de door de warmtewisselaar geleverde energie gedurende de volledige duur van de piekperiode.

■ STAP 1: BEPALING VAN DE TOTALE ENERGIE, NODIG VOOR DE OPWARMING VAN HET TAPWATER

De totale energie ($Q_{w,t}$) die nodig is voor de opwarming van het tapwater tijdens de verbruikspiek, kan bepaald worden aan de hand van de volgende formule:

$$Q_{w,t} = V_{w,t} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,t} - \theta_{w,c}) \quad (\text{Wh}) \quad (4.9)$$

waarbij:

$Q_{w,t}$: de totale energie, nodig voor de opwarming van het tapwater (in Wh)

$V_{w,t}$: het totale watervolume dat tijdens de piekperiode afgetapt wordt (in l)

$\theta_{w,t}$: de temperatuur van het tapwater (= 45 °C)

$\theta_{w,c}$: de temperatuur van het koude water (= 10 °C)

c : de specifieke warmtecapaciteit van water (= 1,16 Wh/kg.K)

ρ : de volumemassa van water (= 1 kg/l).

■ STAP 2: BEPALING VAN HET VEREISTE VERMOGEN VAN DE WARMTEWISSELAAR

De berekening van het vereiste vermogen ($\Phi_{DHW,acc}$) van de warmtewisselaar om de opslagtank aan het einde van de piekperiode terug op temperatuur te brengen, gebeurt aan de hand van de volgende formule:

$$\Phi_{DHW,acc} = Q_{w,t} / [(t_p - t_w)/60] \quad (\text{W}) \quad (4.10)$$

waarbij:

$\Phi_{DHW,acc}$: het vereiste vermogen van de warmtewisselaar (in W)

$Q_{w,t}$: het in stap 1 berekende totale energieverbruik tijdens de piekperiode (in Wh)

t_p : de aangenomen duur van de piekperiode (d.i. de tijd waarbinnen het opslagvat terug op temperatuur moet zijn) (in min)

t_w : de wachttijd tot de start van de pomp (in min).

■ STAP 3: GRAFISCHE VOORSTELLING VAN DE ENERGIEBALANS

Bij deze stap wordt het verloop in de tijd getoond van de energie die tijdens de piekperiode verbruikt wordt door het afgetapte water ($Q_{w,t}$) enerzijds en van de energie die door de warmtewisselaar aan het water in de opslagtank ($Q_{w,acc}$) geleverd wordt anderzijds. Door dit verloop in de tijd van de verbruikte en de geleverde energie uit te zetten op een grafiek (zie hiervoor 'Rekenvoorbeeld', p. 53), kan men het maximale verschil ($\Delta Q_{w,max}$) tussen beide verbruiken bepalen, dat doorslaggevend is voor het volume van de opslagtank.

■ STAP 4: BEPALING VAN HET VEREISTE WATERVOLUME VAN DE OPSLAGTANK

Ter bepaling van het vereiste watervolume $V_{w,acc}$ van de opslagtank kan men de volgende formule gebruiken:

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{tap} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})] \quad (\text{l}) \quad (4.11)$$

waarbij:

$V_{w,acc}$: het volume van de opslagtank (in l)

- $\Delta Q_{w,max}$: het grootste verschil (grafisch bepaald, zie STAP 3) tussen de energie die verbruikt wordt voor de opwarming van het tapwater en de energie die geleverd wordt door de warmtewisselaar (in Wh)
- η_{tap} : de tapcapaciteit van de opslagtank (zie NOOT 15) (in %)
- $\theta_{w,acc}$: de temperatuur van het water in de opslagtank (= 60 °C)
- $\theta_{w,c}$: de temperatuur van het koude water (= 10 °C).

NOOT 15

De tapcapaciteit η_{tap} houdt rekening met de temperatuurgelaagdheid in de opslagtank, waardoor de volledige waterinhoud niet constant op de gewenste temperatuur kan afgetapt worden. Volgens de norm NBN EN 12897 [B23] moet minstens 75 % van de volledige waterinhoud van de opslagtank afgetapt kunnen worden op de gewenste temperatuur.

4.3.4 WARMWATERPRODUCTIE IN TERTIAIRE GEBOUWEN

Ook voor tertiaire gebouwen (ziekenhuizen, rusthuizen, restaurants, hotels, sportcomplexen) is het mogelijk om specifieke piekverbruikprofielen te bepalen aan de hand waarvan men de vereiste vermogens voor de semi-accumulatiesystemen en/of de systemen met een directe warmwaterproductie kan becijferen. Voor meer informatie hieromtrent kan men terecht in de volgende referentiedocumenten:

- de Best Beschikbare Technieken (BBT) voor legionellabeheersing in nieuwe sanitaire systemen (gratis te downloaden op www.emis.vito.be)
- de cd-rom 'Energie+' (enkel beschikbaar in het Frans, gratis te verkrijgen via <http://energie.wallonie.be>).

REKENVOORBEELD

We beschouwen een woning waarvan de badkamer uitgerust is met een luxebad met een waterinhoud van 200 l en een regendouche met een totaal debiet van 40 l/min. De bewoners hebben een typepiekverbruik vastgelegd waarbij er eerst een douche genomen wordt gedurende 10 minuten en nadien een bad gedurende 15 minuten. In beide gevallen heeft het afgetapte water een temperatuur van 45 °C. Ten slotte werd er gevraagd om de duur van de piekperiode te beperken tot maximaal 40 minuten (de opslagtank dient op dat moment opnieuw op temperatuur te zijn).

■ STAP 1: bepaling van de totale energie, nodig voor de opwarming van het tapwater

Ter bepaling van de totale energie ($Q_{w,t}$), nodig voor de opwarming van het tapwater, kan men gebruikmaken van de volgende formule:

$$Q_{w,t} = (V_{w,t,d} + V_{w,t,b}) \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,t} - \theta_{w,c}) \quad (\text{Wh})$$

waarbij:

$V_{w,t,d}$: het watervolume, verbruikt door de douche (10 min x 40 l/min = 400 l)

$V_{w,t,b}$: het watervolume, verbruikt door het bad (200 l)

$\theta_{w,t}$: de temperatuur van het verbruikte water (45 °C)

$\theta_{w,c}$: de temperatuur van het koude water (10 °C)

c : de specifieke warmtecapaciteit van water (1,16 Wh/kg.K)

ρ : de volumemassa van water (1 kg/l).

Hieruit volgt dat: $Q_{w,t} = (400 + 200) \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45-10) = 24360 \text{ Wh}$.

■ STAP 2: bepaling van het vereiste vermogen van de warmtewisselaar

De opslagtank moet opnieuw op temperatuur zijn op het einde van de piekperiode. In ons voorbeeld betekent dit na een duur (t_p) van 40 minuten, verminderd met de wachttijd (t_w) van de pomp (bv. $t_w = 4$ minuten). Dit impliceert dat de warmtewisselaar in 36 minuten (= 40 - 4) een totale energie ($Q_{w,t}$) van 24360 Wh moet kunnen leveren.

Het vereiste vermogen van de warmtewisselaar $\Phi_{DHW,acc}$ dat overeenstemt met de in stap 1 bepaalde $Q_{w,t}$ -waarde is dan gelijk aan:

$$\Phi_{DHW,acc} = Q_{w,t} / [(t_p - t_w)/60] = 24360 / [(40 - 4)/60] = 40600 \text{ W}.$$

■ STAP 3: grafische voorstelling van de energiebalans

Het verloop in de tijd van de door de warmtewisselaar geleverde energie is in afbeelding 8 (p. 54) voorgesteld door een rechte die start bij een tijd $t = t_w$ (4 min) en eindigt bij een tijd $t = t_p$ (40 min).

De energie die respectievelijk verbruikt wordt door de douche en het bad, wordt voorgesteld door de volgende twee rechten:

- $Q_{w,t,d} = 400 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 16240 \text{ Wh}$ (rechte die start bij $t = 0$ en eindigt bij $t = 10$ min)
- $Q_{w,t,b} = 200 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 8120 \text{ Wh}$ (rechte die start bij $t = 10$ min en eindigt bij $t = 25$ min).

Het totale verbruik is dan gelijk aan: $Q_{w,t,d} + Q_{w,t,b} = 16240 + 8120 = 24360 \text{ Wh}$ (na $t = 25$ min).

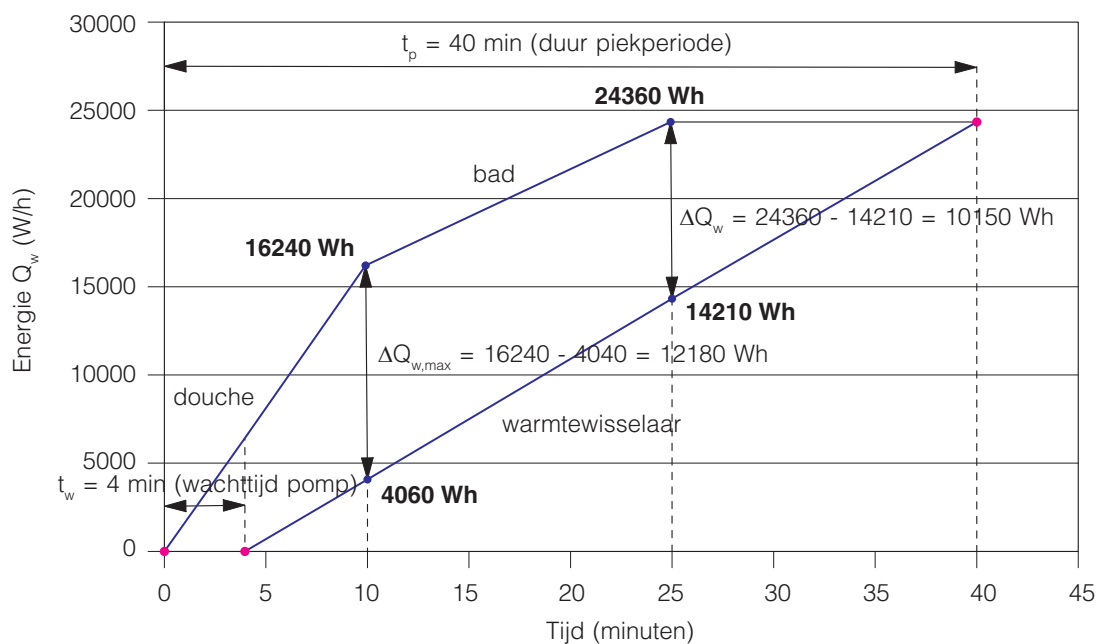
Hoewel er tussen $t = 25$ min en $t = 40$ min geen waterverbruik meer is, blijft de warmtewisselaar tijdens deze periode toch nog een zekere hoeveelheid energie leveren om de opslagtank verder op te warmen tot de gewenste temperatuur ($\theta_{w,acc} = 60$ °C).

Het minimale watervolume van de opslagtank wordt bepaald door het maximale verschil tussen de door de warmtewisselaar geleverde energie en de energie die verbruikt wordt voor de opwarming van het tapwater.

Uit afbeelding 8 blijkt dat dit maximale verschil optreedt na een waterverbruik gedurende 10 minuten (op het einde van de douche), hetzij 6 minuten na de start van de pomp:

$$\Delta Q_{w,max} = Q_{w,t,d} - [Q_{w,t} \cdot (10 - 4)/(40 - 4)] = 16240 - (24360 \cdot 6/36) = 16240 - 4060 = 12180 \text{ Wh}.$$

(vervolg op p. 54)



Afb. 8 Verloop in de tijd van het energieverbruik, nodig voor de opwarming van het tapwater (eerst douche, dan bad), en van de door de warmtewisselaar geleverde energie.

■ STAP 4: bepaling van het vereiste watervolume van de opslagtank

Het vereiste watervolume van de opslagtank ($V_{w,acc}$) kan ten slotte als volgt berekend worden:

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{tap} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})]$$

waarbij:

- η_{tap} : de aangenomen tapcapaciteit van de opslagtank (80 %)
- $\theta_{w,acc}$: de temperatuur van het water in de opslagtank (60 °C)
- $\theta_{w,c}$: de temperatuur van het koude water (10 °C).

Hieruit volgt dat: $V_{w,acc} = 12180 / [0,8 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (60 - 10)] = 262,5 \text{ l}$.

In de praktijk betekent dit dat men een opslagtank met een waterinhoud van minimum 263 liter dient te voorzien, die uitgerust is met een warmtewisselaar met een nuttig vermogen van 41 kW.

■ Variante: eerst bad en dan een douche

Indien er eerst een bad genomen wordt gedurende 15 minuten en vervolgens een douche gedurende 10 minuten, krijgen we te maken met een heel andere situatie (zie afbeelding 9, p. 55).

Daar waar de stappen 1 en 2 uit het vorige voorbeeld onveranderd blijven, dient stap 3 als volgt aangepast te worden:

- $Q_{w,t,b} = 200 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 8120 \text{ Wh}$ (rechte die start bij $t = 0$ en eindigt bij $t = 15$ min)
- $Q_{w,t,d} = 400 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (45 - 10) = 16240 \text{ Wh}$ (rechte die start bij $t = 15$ min en eindigt bij $t = 25$ min).

Het maximale energieverval treedt in dit geval op na 25 minuten, d.w.z.:

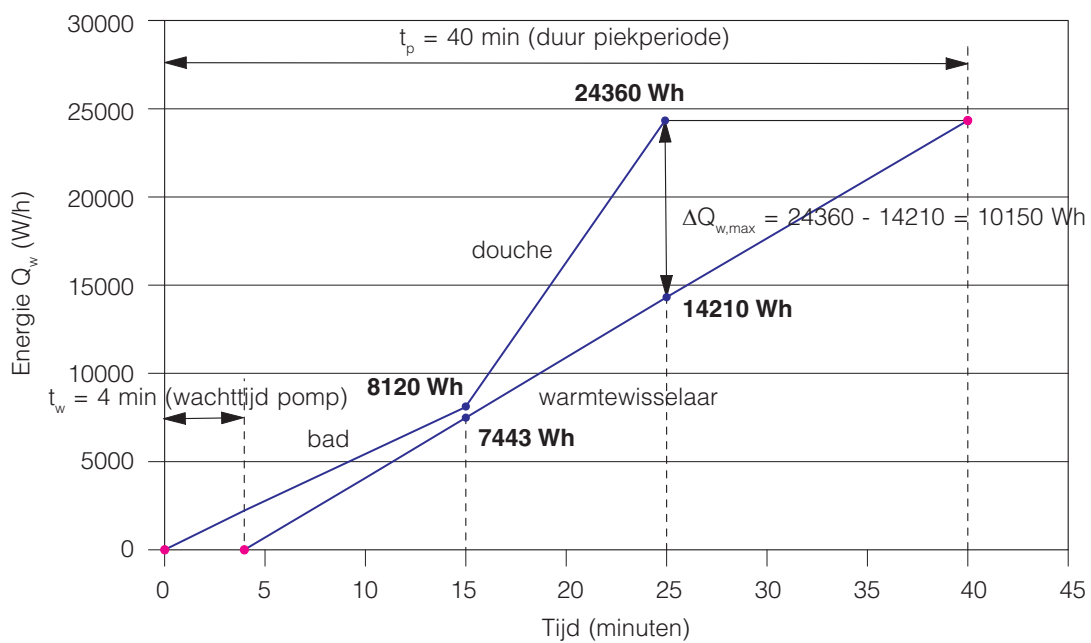
$$\Delta Q_{w,max} = (Q_{w,t,b} + Q_{w,t,d}) - [Q_{w,t} \cdot (25-4)/(40-4)] = 24360 - (24360 \cdot 21/36) = 16240 - 14210 = 10150 \text{ Wh}.$$

Het volume van de opslagtank ($V_{w,acc}$) kan ten slotte als volgt berekend worden (stap 4):

$$V_{w,acc} = \Delta Q_{w,max} / [\eta_{tap} \cdot c \cdot \rho \cdot (\theta_{w,acc} - \theta_{w,c})] = 10150 / [0,8 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (60 - 10)] = 219 \text{ l}.$$

Concreet betekent dit dat men in dit geval (eerst bad, dan douche) een kleinere opslagtank (minimum 219 liter) kan kiezen, die voorzien is van een warmtewisselaar met een nuttig vermogen van 41 kW.

(vervolg op p. 55)



Afb. 9 Verloop in de tijd van het energieverbruik, nodig voor de opwarming van het tapwater (eerst bad dan douche), en van de door de warmtewisselaar geleverde energie.

■ Besluit

Uit dit rekenvoorbeeld is gebleken dat het volgens deze methode bepaalde watervolume, vereist voor de opslagtank van sanitaire uitrustingen met een hoog waterverbruik, afhankelijk is van de volgorde van het gebruik van de verschillende tappunten. Het is dan ook aangewezen om de verschillende scenario's vooraf goed met elkaar te vergelijken en bij de dimensionering gebruik te maken van het grootste hieruit resulterende opslagvolume.

5 BEPALING VAN HET KETELVERMOGEN

5.1	Inleiding.....	59
5.2	Bepaling van het minimale ketelvermogen.....	59
5.3	Minimaal ketelvermogen bij combinatie verwarming en opwarming warm water.....	60
5.4	Minimum aantal te voorziene ketels.....	60



5 BEPALING VAN HET KETELVERMOGEN

5.1 INLEIDING

Na de bepaling van het vermogen, nodig voor de verwarming van het gebouw en de opwarming van het tapwater (zie hoofdstuk 4), dient men over te gaan tot de bepaling van het vermogen van de warmtegenerator (de ketel). Hierbij dient men niet alleen rekening te houden met de combinatie van diverse types ruimteverwarming en warmwaterbereiding, maar ook met het feit dat de verschillende verwarmingsbehoeften gelijktijdig kunnen optreden. Verder zullen we trachten aan te geven onder welke voorwaarden het interessant kan zijn om de plaatsing van meerdere kleine ketels in plaats van een grote te overwegen.

5.2 BEPALING VAN HET MINIMALE KETELVERMOGEN

De bepaling van het minimale ketelvermogen verdient bijzondere aandacht wanneer de verwarmingsketel niet alleen instaat voor de verwarming van het gebouw, maar ook voor de opwarming van het tapwater of andere toepassingen. Volgens de norm NBN EN 12828 [B21] is het minimaal te installeren ketelvermogen (Φ_{SU}) gelijk aan het maximale vermogen dat de ketel gelijktijdig moet kunnen leveren om te kunnen voldoen aan de volgende verwarmingsbehoeften:

- het vermogen Φ_{HL} dat nodig is voor de verwarming van het gebouw, en dat overeenstemt met het berekende totale warmteverlies ($\Phi_{HL} = \Sigma\Phi_{Ti} + \Sigma\Phi_{Vi} + \Sigma\Phi_{RH,i}$). De totale natuurlijke ventilatieverliezen (ongecontroleerde infiltratie) worden hierbij slechts voor de helft in rekening gebracht (zie NOOT 16), terwijl de systeemverliezen, teweeggebracht door de in de gebouwelementen geïntegreerde verwarmingssystemen wel volledig doorgerekend worden (zie NOOT 17)
- het vermogen Φ_{DHW} dat nodig is voor de opwarming van het tapwater. Dit vermogen is enerzijds afhankelijk van het gebruikte opwarmstelsel (doorstroom, accumulatie ...) en anderzijds van de warmwaterbehoeften van de bewoners of de gebruikers van de tapwaterinstallatie in het gebouw. Er kunnen dus grote verschillen zijn naargelang van de bestemming van het gebouw : residentieel, utilitair ...
- het vermogen Φ_{AS} dat nodig is voor de eventuele bijkomende verwarmingskringen die aangesloten zijn op de ketel en die niet dienen voor de verwarming van het gebouw of de opwarming van het tapwater (bv. opwarming van zwembadwater ...).

NOOT 16

De berekende totale warmteverliezen Φ_{HL} houden slechts rekening met de helft van de totale natuurlijke infiltratieverliezen van alle ruimten, vermits deze slechts voor de helft van het gebouw gelijktijdig optreden, naargelang van de heersende windrichting; de mechanische ventilatieverliezen worden daarentegen steeds voor alle ruimten volledig ingerekend, aangezien deze niet beïnvloed worden door de wind.

NOOT 17

De transmissieverliezen doorheen de vloer-, muur- of plafondverwarmingssystemen zijn niet opgenomen in de berekende totale warmteverliezen van elke verwarmde ruimte $\Phi_{HL,i}$; de verliezen van dergelijke verwarmingssystemen (de warmteverliezen van het buizenet naar de buitenomgeving, de grond of aangrenzende onverwarmde ruimten doorheen de vloeren, muren of plafonds van de gebouwschil) kunnen nochtans belangrijk zijn, afhankelijk van het isolatieniveau van het gebouwelement en van het gekozen temperatuurregime. Deze systeemverliezen, die opgegeven zijn door de fabrikant van het systeem, moeten daarom afzonderlijk meegeteld worden bij de bepaling van Φ_{SU} .

De notie ‘gelijktijdigheid’ impliceert dat de drie voormelde vermogens niet noodzakelijk cumulatief zijn. Ze kunnen met andere woorden beperkt worden tot de grootste waarde, voor zover er een voorkeurregeling aanwezig is die ervoor zorgt dat het maximale vermogen te allen tijde beschikbaar is om de prioritaire kring (bv. het warme tapwater) te bedienen, zonder de prestaties van de andere kringen in het gedrang te brengen.

Aangezien deze voorkeurregeling geval per geval kan verschillen, moeten de voorwaarden inzake gelijktijdigheid, gebruikscomfort en beperkingen in tijd en temperatuur steeds van bij het ontwerp van de installatie bepaald worden door de opdrachtgever en dit, in overleg met de ontwerper (architect, studie bureau) en de installateur.

Indien de verschillende vermogens samen kunnen voorkomen, wordt Φ_{SU} bepaald als de som van de te leveren vermogens:

$$\Phi_{SU} = f_{HL} \cdot \Phi_{HL} + f_{DHW} \cdot \Phi_{DHW} + f_{AS} \cdot \Phi_{AS} \quad (W). \quad (5.1)$$

In deze formule stellen de termen f_{HL} , f_{DHW} en f_{AS} de ontwerpparameters (≤ 1) voor, waarmee men de relatieve invloed van de te compenseren vermogens op het totale ketelvermogen kan vastleggen, zoals bepaald door de betrokken bouwpartners. Bij ontstentenis wordt de waarde van de termen f_{HL} , f_{DHW} en f_{AS} gelijkgesteld aan 1.

5.3 MINIMAAL KETELVERMOGEN BIJ COMBINATIE VERWARMING EN OPWARMING WARM WATER

Indien de verwarmingsketel niet alleen moet zorgen voor de verwarming van het gebouw, maar ook – en prioritair – voor de warmwaterproductie via een doorstroomsysteem $\Phi_{DHW,dir}$ (d.w.z. zonder opslagtank), kan het minimale ketelvermogen Φ_{SU} als volgt bepaald worden:

$$\Phi_{SU} = \max \{ \Phi_{HL} ; \Phi_{DHW,dir} \} \quad (W). \quad (5.2)$$

Indien blijkt dat het vermogen, vereist voor de warmwaterbereiding in het doorstroomsysteem ($\Phi_{DHW,dir}$), groter is dan het vermogen, vereist voor de compensatie van de warmteverliezen (Φ_{HL}), dreigt de ketel het volledige stookseizoen ondermaats belast te zijn. Het is in dit geval dan ook aanbevolen om te opteren voor een warmwaterbereiding met semi-accumulatie.

Indien de ketel prioritair moet zorgen voor de warmwaterbereiding via een semi-accumulatiesysteem, kan het vermogen van de ketel als volgt bepaald worden:

$$\Phi_{SU} = \max \{ \Phi_{HL} ; \Phi_{DHW,acc} \} \quad (W). \quad (5.3)$$

Indien de ketel niet alleen moet kunnen zorgen voor de warmwaterbereiding via een semi-accumulatiesysteem, maar ook – en tegelijkertijd – voor de verwarming van het gebouw, kan het minimale ketelvermogen Φ_{SU} als volgt bepaald worden:

$$\Phi_{SU} = (f_{HL} \cdot \Phi_{HL} + f_{DHW} \cdot \Phi_{DHW,acc}) \quad (W). \quad (5.4)$$

Indien de warmwaterproductie volledig gescheiden plaatsvindt, wordt het minimale ketelvermogen voor de verwarming Φ_{SU} enkel bepaald op basis van de verwarmingsbehoefte van het gebouw:

$$\Phi_{SU} = \Phi_{HL} \quad (W). \quad (5.5)$$

5.4 MINIMUM AANTAL TE VOORZIENE KETELS

De keuze van de ketel is gebaseerd op het maximale vermogen dat gelijktijdig door de ketel moet kunnen geleverd worden. Dit vermogen is onder meer afhankelijk van de warmteverliezen van het gebouw, die berekend worden voor de basisbuitentemperatuur (d.i. voor de koudste dag van het stookseizoen). Dit betekent echter dat de ketel in de tussenseizoenen – waarbij de buitentemperatuur veel hoger is – overgedimensioneerd is en gedurende langere periodes niet zal werken.

Voor standaardketels (ketels die permanent op temperatuur blijven) komen de periodes van stilstand neer op een verlaging van het seizoensrendement (men spreekt van stilstandsverliezen) en bijgevolg ook op een verhoogd energieverbruik. Hieraan kan verholpen worden door twee of meerdere ketels te installeren (cascade), die alternerend met een hoog rendement kunnen werken, rekening houdend met de richtlijnen

uit de norm NBN D 30-001 [B4] met betrekking tot de verdeling van de vermogens over de ketels (zie NOOT 18). De hogere investeringskosten die gepaard gaan met de aanschaf van meerdere ketels kunnen aldus op termijn gecompenseerd worden door een lager energieverbruik.

NOOT 18

In de norm NBN D 30-001 wordt het minimum aantal te installeren ketels weergegeven, afhankelijk van het totaal vereiste vermogen (Φ_{SU}). Daarnaast bevat de norm een aantal richtlijnen voor de verdeling van dit vermogen over de ketels :

- $\Phi_{SU} \leq 200$ kW: minimum een ketel met een geïnstalleerd vermogen van $1,1 \cdot \Phi_{SU}$
- $200 < \Phi_{SU} \leq 600$ kW: minimum twee ketels met een geïnstalleerd vermogen per ketel van $0,6 \cdot \Phi_{SU}$
- $\Phi_{SU} > 600$ kW: minimum drie ketels met een geïnstalleerd vermogen van $0,33 \cdot \Phi_{SU}$ voor de eerste twee ketels en van $0,5 \cdot \Phi_{SU}$ voor de derde ketel.

In tegenstelling tot standaardketels gaat de werking bij lage belasting voor lagetemperatuurketels en condensatieketels niet gepaard met een sterke afname van het seizoensrendement. Bij laatstgenoemde ketels zijn de stilstandsverliezen immers uiterst beperkt (geïsoleerde mantel, geen ketelventilatie), waardoor het risico op een verhoogd energieverbruik ten gevolge van de lange periodes van stilstand weinig relevant is.

De keuze voor een cascadeschakeling van meerdere ketels kan daarom gebaseerd zijn op andere criteria, bijvoorbeeld:

- indien de bedrijfszekerheid van de installatie gewaarborgd moet zijn in geval van mogelijke defecten
- indien de verwarming van het gebouw en de opwarming van het tapwater door twee aparte ketels verzekerd wordt (bv. zomer-wintersituatie)
- indien er meerdere verwarmingssystemen, werkend op verschillende temperatuur, aanwezig zijn, die bediend worden door twee ketels (bv. met een aparte condensatieketel, aangesloten op een vloerverwarmingssysteem). Hierbij dient opgemerkt te worden dat een ketel met twee retouraansluitingen goedkoper is en bovendien een beter rendement oplevert.

6 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN WARMTEAFGIFTESYSTEMEN

6.1	Inleiding.....	65
6.2	Conventies voor verwarmingssystemen op hoge, lage en zeer lage temperatuur	65
6.3	Verwarmingssystemen met radiatoren.....	66
6.3.1	Genormaliseerde warmteafgifte van de radiatoren.....	66
6.3.2	Omrekening van de genormaliseerde warmteafgifte naar andere temperaturen en debieten	67
6.3.2.1	Probleemstelling	67
6.3.2.2	Gebruik van formules	67
6.3.2.3	Gebruik van radiatorgrafieken.....	68
6.3.2.4	Gebruik van tabelwaarden met correctiefactoren	70
6.3.2.5	Toepassingsvoorbeeld	70
6.3.3	Correctiefactor op de warmteafgifte voor afwijkende opstellingswijzen	72
6.4	Verwarmingssystemen met convectoren.....	72
6.5	Stralingsverwarming geïntegreerd in de vloer, de muur of het plafond	73
6.5.1	Toepassing van stralingsverwarming.....	73
6.5.2	Bepaling van de warmteafgifte van een stralingsverwarming.....	74
6.5.3	Stralingsverwarming via de vloer (vloerverwarming).....	76
6.5.3.1	Opbouw en kenmerken van de vloerverwarmingssystemen (type A, B, C en D)	76
6.5.3.2	Voordelen en nadelen van vloerverwarming	77
6.5.3.3	Ontwerp en dimensionering van vloerverwarmingssystemen	78
6.5.4	Stralingsverwarming via de muur (muurverwarming)	79
6.5.4.1	Principes en kenmerken	79
6.5.4.2	Ontwerp- en dimensioneringscriteria	80
6.5.5	Stralingsverwarming via het plafond (plafondverwarming).....	81
6.6	Thermisch actieve bouwelementen.....	81
6.6.1	Principes en kenmerken	81
6.6.2	Warmteafgifte en dimensionering	82



6 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN WARMTEAFGIFTE-SYSTEMEN

6.1 INLEIDING

Dit hoofdstuk is volledig gewijd aan het ontwerp en de dimensionering van warmteafgiftesystemen. Na een introductie over de conventies voor verwarmingssystemen op hoge, lage en zeer lage temperatuur, worden achtereenvolgens de volgende warmteverdeelsystemen behandeld: verwarmingssystemen met radiatoren en convectoren, stralingsverwarming geïntegreerd in een wand (vloer, muur of plafond) en thermisch actieve bouwelementen (zoals betonkernactivering).

In dit hoofdstuk worden enkel de algemene principes van het ontwerp en de dimensionering uitgelegd, aangezien deze materie reeds in detail behandeld werd in diverse andere publicaties. Voor alle hier besproken systemen wordt ook verwezen naar de meest recente normen, waarin de criteria voor het ontwerp en de dimensionering vastgelegd zijn.

6.2 CONVENTIES VOOR VERWARMINGSSYSTEMEN OP HOGE, LAGE EN ZEER LAGE TEMPERATUUR

Het watertemperatuurregime wordt vrij gekozen door de ontwerper van de installatie (installateur, studie-bureau ...) en/of is vastgelegd in het bijzondere bestek voor de verwarming.

Het watertemperatuurregime dient geselecteerd te worden, rekening houdend met de aard van het warmteafgiftesysteem (radiatoren, vloerverwarming ...), het type warmtegenerator (op hoge temperatuur, op lage temperatuur, condensierend, warmtepomp ...), het gevraagde thermische comfort en de eisen inzake energiebesparing. Dit laatste houdt in dat hoge watertemperaturen ten stelligste afgeraden worden. Men dient met andere woorden steeds te streven naar een zo laag mogelijke watertemperatuur, die zodanig gekozen wordt dat de hiermee overeenstemmende maximale warmteafgifte van het systeem de berekende verwarmingsbehoeften kan dekken.

In tabel 13 (p. 66) worden er een aantal richtwaarden gegeven voor de vertrekwatertemperatuur aan de generator ($\theta_{w,i}$) en het temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater ($\Delta\theta_w$), naargelang van het type warmteafgiftesysteem. Hierbij kan een onderscheid gemaakt worden tussen een hogetemperatuurverwarming (HTV), een lagetemperatuurverwarming (LTV) en een zeer-lagetemperatuurverwarming (ZLTV).

De in tabel 13 weergegeven temperaturen zijn enkel te beschouwen als richtwaarden, die bij het ontwerp van de installatie gebruikt kunnen worden voor dimensioneringsdoeleinden. Hiervan kan uiteraard afgevoerd worden om het ontwerp van het warmteafgiftesysteem beter aan te passen aan de warmtebehoeften van het gebouw en/of aan de eigenschappen van de gekozen warmtegenerator.

Uit het oogpunt van energiebesparing dienen bovendien alle eisen, richtlijnen en aanbevelingen uit hoofdstuk 3 in de mate van het mogelijke gevolgd te worden.

Tabel 13 Conventies voor de watertemperaturen in verschillende warmteafgiftesystemen.

Warmteafgifte-systeem	Hogetempera- tuurverwarming	Lagetempera- tuurverwarming	Zeer-lagetempera- tuurverwarming
	$\theta_{w,i} > 55 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $15 \leq \Delta\theta_w \leq 20 \text{ K}$ ⁽²⁾	$40 \leq \theta_{w,i} \leq 55 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $10 \leq \Delta\theta_w \leq 15 \text{ K}$ ⁽²⁾	$30 \leq \theta_{w,i} < 40 \text{ °C}$ ⁽¹⁾ $5 \leq \Delta\theta_w \leq 10 \text{ K}$ ⁽²⁾
Radiator / Convector	←—————→		
Vloer-, plafond- of wandverwarming		←—————→	
Thermoactieve bouw- elementen			←—————→
⁽¹⁾ $\theta_{w,i}$: temperatuur van het vertrekwater. ⁽²⁾ $\Delta\theta_w$: temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater.			

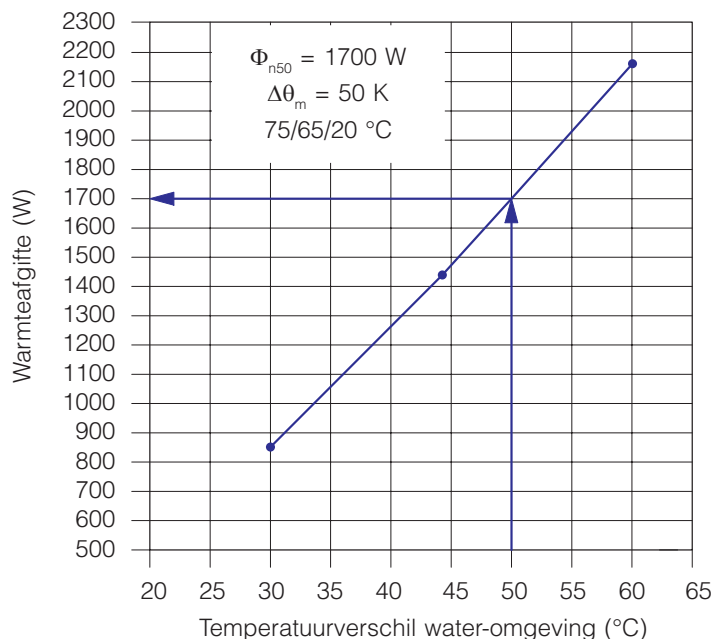
6.3 VERWARMINGSSYSTEMEN MET RADIATOREN

6.3.1 GENORMALISEERDE WARMTEAFGIFTE VAN DE RADIATOREN

Radiatoren zijn de meest gebruikte verwarmingslichamen in gebouwen. Ze realiseren een warmteafgifte door straling en convectie, die afhankelijk is van hun ontwerp (vorm, afmetingen, convectiemogelijkheden), opstelling en wijze van aansluiting, maar vooral ook van het verschil tussen de gemiddelde watertemperatuur en de omgevingstemperatuur. Radiatoren zijn doorgaans eenvoudig regelbaar en snel in regimetoestand, realiseren een goed thermisch comfort en zijn bovendien beschikbaar in vele modellen, kleuren en materialen (bv. staal, gietijzer, aluminium) waardoor hun toepassingsgebied vrijwel grenzeloos is.

De warmteafgifte van een radiator wordt bepaald volgens de proefmethode uit de norm NBN EN 442-2 [B9]. De genormaliseerde warmteafgifte (Φ_{n50}) wordt gemeten bij een waterregime van 75/65 °C (vertrek- en retourwatertemperatuur aan de radiator) en een omgevingstemperatuur van 20 °C.

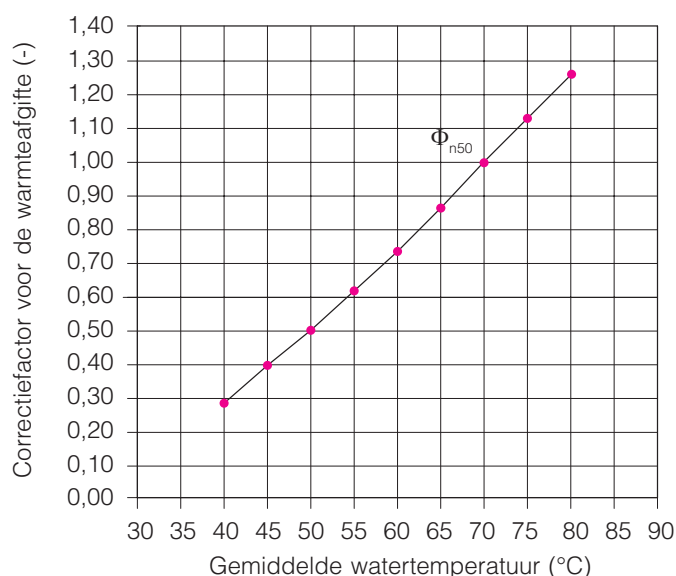
Voor elk beproefd radiatormodel wordt er een karakteristieke curve opgesteld (zie afbeelding 10) waarmee men de warmteafgifte van het betrokken model kan bepalen voor elke combinatie van water- en omgevingstemperatuur.



Afb. 10
Voorbeeld van de karakteristieke curve van een radiator (bepaling van de warmteafgifte volgens de norm NBN EN 442-2 [B9]).

Het warmteafgiftevermogen van de radiator moet minstens de berekende warmteverliezen dekken van de ruimte waarin hij geplaatst is. Deze warmteafgifte hangt af van het verschil tussen de omgevingstempera-

tuur en de gemiddelde watertemperatuur (de belangrijkste parameter voor de warmteafgifte). Een daling van de watertemperatuur met 10 K zal de warmteafgifte bijvoorbeeld met meer dan 20 % doen dalen (zie afbeelding 11).



Afb. 11
Correctiefactoren voor de warmteafgifte van de radiatoren (ruimte op 20 °C).

6.3.2 OMREKENING VAN DE GENORMALISEERDE WARMTEAFGIFTE NAAR ANDERE TEMPERATUREN EN DEBIETEN

6.3.2.1 PROBLEEMSTELLING

De persoon die verantwoordelijk is voor het ontwerp van de verwarmingsinstallatie dient het watertemperatuurregime te bepalen op basis van de verwarmingsbehoeften van het gebouw, het gekozen verwarmingssysteem en de werkingskarakteristieken van de warmtegenerator.

Aangezien het watertemperatuurregime bij een lagetemperatuurverwarming (bv. 55/45 °C) lager is dan het proefwaterregime (75/65 °C), dient de werkelijke warmteafgifte van elke radiator omgerekend te worden. Zoals aangegeven in afbeelding 11, vertoont de warmteafgifte een aanzienlijke daling indien de watertemperatuur verlaagd wordt. Men zal met andere woorden grotere radiatoren moeten gebruiken dan bij een regime op 75/65 °C. Een correcte dimensionering van de radiatorinstallatie is bijgevolg onontbeerlijk.

De warmteafgifte bij andere water- en omgevingstemperaturen en bij andere waterdebieten kan op de volgende drie manieren omgerekend worden:

- aan de hand van formules (nauwkeurige omrekening met correctie voor afwijkende waterdebieten, voornamelijk bedoeld voor computerberekeningen)
- door het gebruik van een radiatorgrafiek (minder nauwkeurige grafische bepaling met een evaluatiemogelijkheid voor afwijkende waterdebieten)
- door het gebruik van (benaderende) tabelwaarden met correctiefactoren.

In de volgende paragrafen wordt elk van deze methoden nader toegelicht.

6.3.2.2 GEBRUIK VAN FORMULES

De formules (6.1), (6.2) en (6.3) (zie verder) laten toe om de warmteafgifte van verwarmingslichamen te berekenen voor alle mogelijke water- en omgevingstemperaturen en dit, rekening houdend met de invloed van een eventuele wijziging van het waterdebiet ten opzichte van het genormaliseerde waterdebiet.

Naargelang het een nieuwe of een bestaande installatie betreft, vertrekt men bij de berekening of de controle van de werkelijke warmteafgifte in principe respectievelijk van de warmteverliezen Φ_{HL} van de ruimte

of van de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} van de bestaande radiator. Op basis van de aangenomen $\theta_{w,i}$ -, $\theta_{w,r}$ - en θ_a -waarden (zie verder) kan men vervolgens overgaan tot de berekening van de werkelijke warmteafgifte Φ in alle omstandigheden:

$$\frac{\Phi}{\Phi_{n50}} = \left(\frac{\Delta\theta_m}{49,83} \right)^n \quad (6.1)$$

$$\Delta\theta_m = \frac{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}}{\ln \frac{\theta_{w,i} - \theta_a}{\theta_{w,r} - \theta_a}} \quad (6.2)$$

$$\frac{q_m}{q_{m,n50}} = \frac{10}{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}} \cdot \left(\frac{\Delta\theta_m}{49,83} \right)^n \quad (6.3)$$

waarbij:

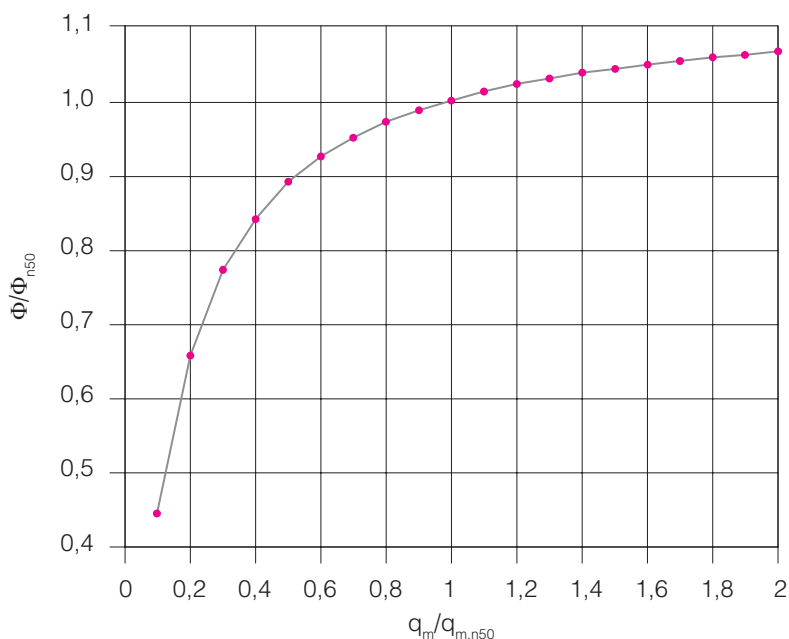
- n: een exponent waarvan de waarde naargelang van het type radiator begrepen is tussen 1,2 en 1,4 (gemiddeld $\approx 1,3$) (hoe hoger het stralingsaandeel, hoe lager de exponent) (-)
- Φ : de werkelijke warmteafgifte van de radiator (in W)
- Φ_{n50} : de genormaliseerde warmteafgifte volgens de norm NBN EN 442-2 [B9] (in W)
- $\Delta\theta_m$: het werkelijke gemiddelde temperatuurverschil tussen de radiator en de omgeving (in K)
- $\theta_{w,i}$: de watertemperatuur aan de ingang van de radiator (vertrek) (in °C)
- $\theta_{w,r}$: de watertemperatuur aan de uitgang van de radiator (retour) (in °C)
- θ_a : de omgevingstemperatuur (= comforttemperatuur) (in °C)
- q_m : het werkelijke waterdebiet doorheen de radiator (in kg/h)
- $q_{m,n50}$: het genormaliseerde waterdebiet doorheen de radiator ($q_{m,n50} = 0,086 \cdot \Phi_{n50}$) (in kg/h).

6.3.2.3 GEBRUIK VAN RADIATORGRAFIEKEN

Met behulp van een radiatorgrafiek (zie hiervoor afbeelding 14, p. 70) is het mogelijk om de warmteafgifte op een grafische (minder nauwkeurige) wijze af te lezen bij een willekeurig temperatuurregime, rekening houdend met de invloed van het waterdebiet.

Doordat het waterdebiet als bijkomende parameter in aanmerking genomen wordt, kan deze grafiek goed van pas komen om problemen met slecht functionerende verwarmingslichamen (bijvoorbeeld ten gevolge van een te klein waterdebiet) op te lossen.

De impact van een wijziging van het waterdebiet op de warmteafgifte is veel minder groot dan deze van een temperatuurwijziging. In afbeelding 12 wordt de relatieve toename of afname van de warmteafgifte van



Afb. 12
Invloed van het waterdebiet op de warmteafgifte van een radiator (bij een constante vertrekwater-temperatuur).

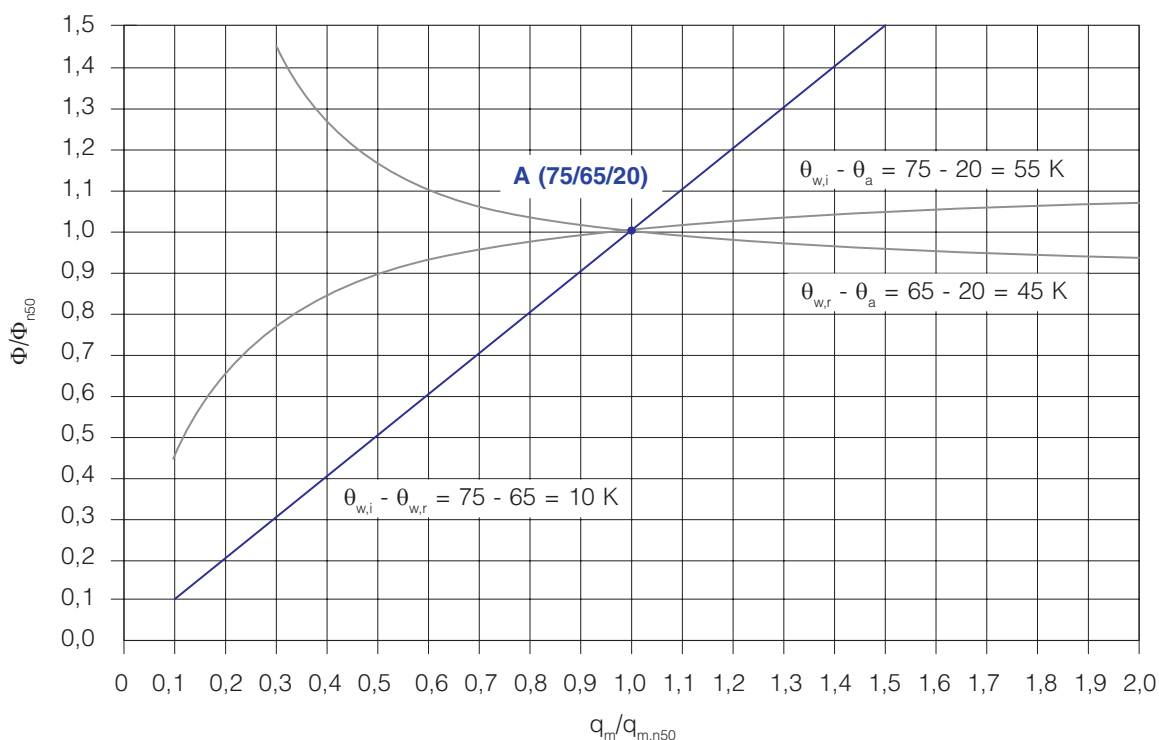
een radiator getoond als functie van de relatieve toename of afname van het waterdebiet (bij een constante vertrekwatertemperatuur).

Uit deze curve blijkt dat een verhoging van het nominale debiet ($q_m > q_{m,n50}$) nauwelijks een invloed heeft op de warmteafgifte. Ook een daling van het nominale debiet ($q_m < q_{m,n50}$) heeft slechts een beperkte invloed op de warmteafgifte, voor zover deze niet groter is dan 50 %. Zo brengt een halvering van het debiet bijvoorbeeld slechts een vermindering van de warmteafgifte met 11 % (Φ_{n50}) teweeg. Indien de waterdebieten nog kleiner worden, is de invloed op de warmteafgifte daarentegen wel duidelijk merkbaar (bijna linear).

In een radiatorgrafiek wordt de warmteafgifte (Y-as) uitgezet als functie van het waterdebiet (X-as). Zowel de warmteafgifte (Φ) als het waterdebiet (q) worden hierbij weergegeven als relatieve waarden, d.w.z. als hun verhouding tot respectievelijk de genormaliseerde warmteafgifte (Φ/Φ_{n50}) en het genormaliseerde waterdebiet ($q/q_{m,n50}$).

In afbeelding 13 worden de drie typische curven getoond, die de basis vormen van de radiatorgrafiek:

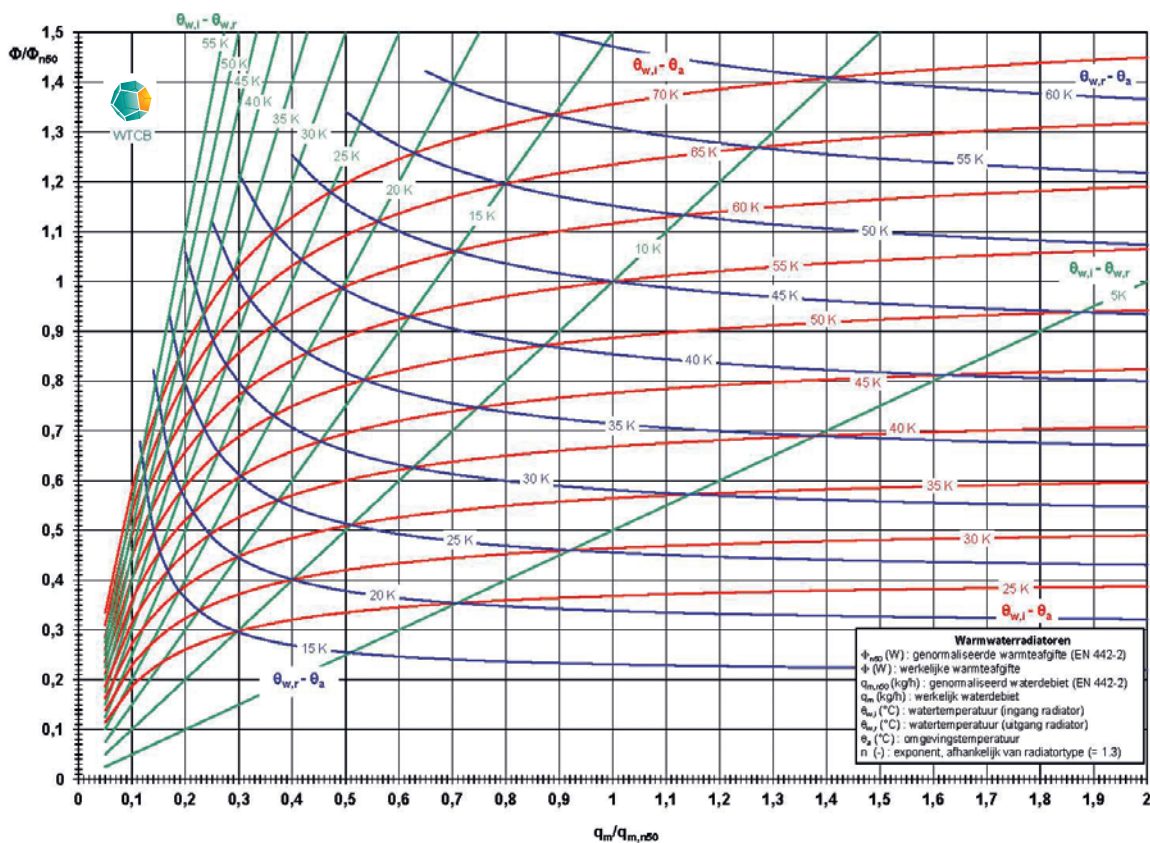
- de curve ($\theta_{w,i} - \theta_a$) geeft de evolutie van de warmteafgifte weer, afhankelijk van het waterdebiet en voor een constant temperatuurverschil tussen het vertrekwater en de omgeving
- de curve ($\theta_{w,r} - \theta_a$) geeft de evolutie van de warmteafgifte weer, afhankelijk van het waterdebiet en voor een constant temperatuurverschil tussen het retourwater en de omgeving
- de rechte ($\theta_{w,i} - \theta_{w,r}$) geeft de evolutie van de warmteafgifte weer, afhankelijk van het waterdebiet en voor een constant temperatuurverschil tussen het vertrekwater en het retourwater.



Afb. 13 De drie basiscurven uit de radiatorgrafiek.

Deze curven stemmen overeen met de genormaliseerde omstandigheden, d.w.z. $\theta_{w,i} = 75$ °C, $\theta_{w,r} = 65$ °C en $\theta_a = 20$ °C. Het snijpunt A vertegenwoordigt de evenwichtstoestand waarbij de warmteafgifte precies gelijk is aan de genormaliseerde waarde ($\Phi = \Phi_{n50}$) en het waterdebiet gelijk is aan het genormaliseerde waterdebiet ($q_m = q_{m,n50}$).

Afbeelding 14 (p. 70) stelt de volledige radiatorgrafiek voor een welbepaalde radiator voor en dit, voor een realistische waaier aan mogelijkheden (vertrekwatertemperaturen tussen 45 °C en 90 °C en retourwatertemperaturen tussen 35 °C en 80 °C). Deze grafiek is volledig gebaseerd op de drie vergelijkingen uit § 6.3.2.2, waarbij een exponentwaarde n van 1,3 aangenomen werd. De manier waarop de radiatorgrafiek gebruikt dient te worden, wordt toegelicht in het toepassingsvoorbeeld uit § 6.3.2.5.



Afb. 14 Radiatorgrafiek voor $n = 1,3$.

6.3.2.4 GEBRUIK VAN TABELWAARDEN MET CORRECTIEFACTOREN

Aan de hand van de formules uit § 6.3.2.2 kan er een praktische tabel opgesteld worden (zie tabel D.1, Bijlage D), waaruit de correctiefactoren rechtstreeks afgelezen kunnen worden. Deze factoren bepalen de werkelijke warmteafgifte van een geheel van mogelijke combinaties van vertrek-, retour- en omgevingstemperaturen ten opzichte van de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} . De tabel werd opgesteld voor een exponentwaarde n van 1,3 en een nominaal waterdebiet.

VOORBEELD

We beschouwen de radiator uit afbeelding 10, waarbij de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} voor een temperatuurregime van 75/65/20 °C gelijk is aan 1692 W.

Voor een hogetemperatuurverwarming met een temperatuurregime van 90/70/20 °C zal de werkelijke warmteafgifte Φ van deze radiator (bij een nominaal debiet) gelijk zijn aan:

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 1,26 = 1692 \times 1,26 = 2132 \text{ W.}$$

Voor een hogetemperatuurverwarming met een temperatuurregime van 80/60/20 °C zal de werkelijke warmteafgifte Φ van deze radiator (bij een nominaal debiet) gelijk zijn aan:

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 0,99 = 1692 \times 0,99 = 1675 \text{ W.}$$

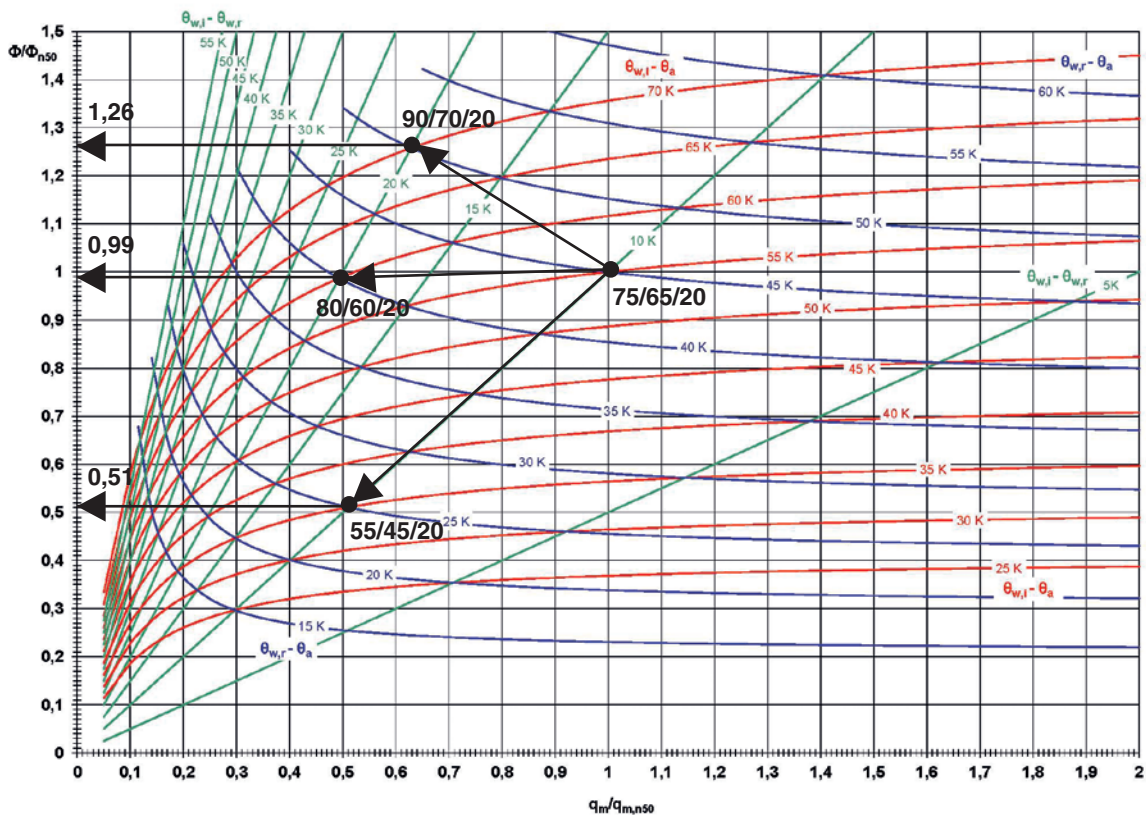
Voor een lagetemperatuurverwarming met een temperatuurregime van 55/45/20 °C zal de werkelijke warmteafgifte Φ van deze radiator (bij een nominaal debiet) gelijk zijn aan:

$$\Phi = \Phi_{n50} \times 0,51 = 1692 \times 0,51 = 863 \text{ W.}$$

6.3.2.5 TOEPASSINGSVOORBEELD

Het gebruik van de radiatorgrafiek wordt hierna toegelicht aan de hand van het voorbeeld uit § 6.3.2.4, waarin de werkelijke warmteafgifte van een radiator met een gekende genormaliseerde warmteafgifte

grafisch bepaald wordt voor drie verschillende waterregimes, namelijk een hogetemperatuurverwarming met een regime van 90/70/20 °C, een hogetemperatuurverwarming met een regime van 80/60/20 °C en een lagetemperatuurverwarming met een regime van 55/45/20 °C.



Afb. 15 Voorbeeld van een grafische bepaling van de warmteafgifte.

In afbeelding 15 worden er vanuit het punt met het genormaliseerde basisregime van 75/65/20 °C pijlen getekend naar de punten die overeenstemmen met de drie andere gevraagde waterregimes.

Op de Y-as kunnen voor deze punten de corresponderende correctiefactoren (Φ/Φ_{n50}) afgelezen worden:

- voor het regime 90/70/20 °C verhoogt de werkelijke warmteafgifte met 26 % ($\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 1,26$)
- voor het regime 80/60/20 °C blijft de gemiddelde watertemperatuur in de radiator gelijk aan deze van de proefomstandigheden en wijzigt de warmteafgifte nauwelijks ($\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,99$)
- voor het regime 55/45/20 °C wordt de werkelijke warmteafgifte ongeveer gehalveerd ($\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,51$).

Indien men in dit laatste geval wenst te werken met een radiatorring, gekoppeld aan een condensatieketel met een regime van 55/45 °C, kan men zich de vraag stellen welke radiator men op basis van deze gegevens uit de catalogus met genormaliseerde warmteafgiften (opgesteld bij een watertemperatuur van 75/65 °C) dient te selecteren voor een ruimte met een warmteverlies van $\Phi_n = 1750$ W bij 20 °C.

Uit de grafiek volgt dat $\Phi_n = \Phi_{n50} \cdot 0,51$ en dus dat de te selecteren radiator een genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} van $1750 / 0,51 = 3431$ W dient te hebben.

NOOT 19

Bij het waterregime 55/45 °C wordt de radiator doorstroomd door het nominale debiet ($q_{m,n50}$, bij $\Delta\theta_w = 55 - 45 = 10$ K).

Bij de hogere waterregimes (90/70 °C of 80/60 °C) wordt dit debiet daarentegen gehalveerd: $q_m = q_{m,n50} / 2$ (bij $\Delta\theta_w = 90 - 70 = 20$ K).

6.3.3 CORRECTIEFACTOR OP DE WARMTEAFGIFTE VOOR AFWIJKENDE OPSTELLINGSWIJZEN

In de praktijk worden de radiatoren niet zelden geplaatst in omstandigheden die afwijken van deze uit de genormaliseerde beproevingsmethode (d.w.z. een vrije opstelling tegen een wand). In voorkomend geval kan de werkelijke warmteafgifte bepaald worden door een correctiefactor toe te passen op de genormaliseerde warmteafgifte:

$$\Phi = f \cdot \Phi_{n50} \quad (\text{W}) \quad (6.4)$$

waarbij f staat voor de correctiefactor die rekening houdt met de reële opstellingswijze (-).

De werkelijke warmteafgifte Φ kan ofwel:

- groter zijn dan de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} ($\Phi > \Phi_{n50}$). Dit geldt met name wanneer het verwarmingslichaam voor een slecht geïsoleerde buitenwand geplaatst werd, waardoor er hogere verliezen optreden aan de rugzijde van de radiator. Dit impliceert dat de correctiefactor f in principe groter wordt dan 1. Aangezien deze situatie niet representatief is voor de goede praktijk, wordt er geen correctiefactor toegepast (veilige aanname)
- kleiner zijn dan de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} ($\Phi < \Phi_{n50}$). Dit geldt met name wanneer de normale warmteafgifte van het verwarmingslichaam op een of andere wijze belemmerd wordt door de opstelling ervan. Deze situatie kan onder meer voorkomen bij radiatoren die opgesteld zijn in een nis of een omkasting, waardoor de werkelijke afgifte zal verminderen ($f \leq 1$).

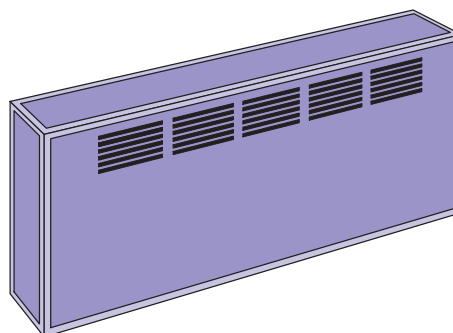
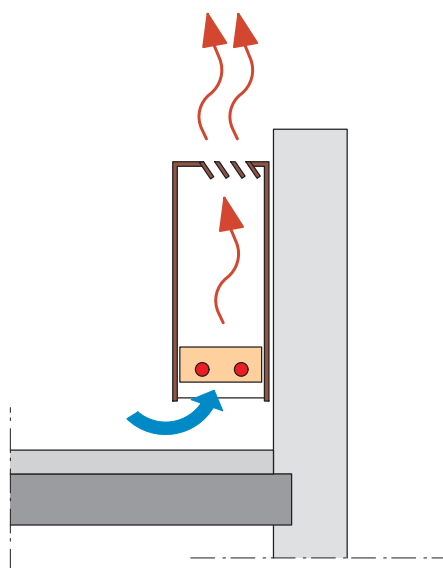
In bijlage C (p. 235) worden er f -waarden opgegeven voor een aantal veel voorkomende afwijkende opstellingswijzen volgens de ontwerpnorm prNBN D 30-010 [B45]. Voor andere afwijkende opstellings- of aansluitingswijzen dient de werkelijke warmteafgifte bepaald te worden volgens de instructies van de fabrikant.

Voor convectoren (zie § 6.4) dienen er geen correcties ingerekend te worden ($f = 1$), voor zover de opstellingswijze overeenstemt met deze, opgegeven door de fabrikant. In geval van een afwijkende opstellingswijze dient men gebruik te maken van de correctiefactoren die opgegeven werden door de fabrikant.

6.4 VERWARMINGSSYSTEMEN MET CONVECTOREN

De hiervoor beschreven bepaling van de warmteafgifte van radiatoren is in principe ook toepasbaar op convectoren. Men dient hierbij wel rekening te houden met een aantal typische kenmerken die hierna kort besproken worden.

Convectoren bestaan uit een aantal in serie en/of parallel geplaatste dunne buizen met convectieribben die ingebouwd zijn in een omkasting, een plint of een put. Een omkasting (zie afbeelding 16) bevordert de warmteafgifte dankzij het schouweffect dat gecreëerd wordt door de hoogte ervan. Gelet op hun kleine waterinhoud zullen convectoren bovendien sneller opwarmen dan radiatoren. Ze zullen echter ook sneller



Afb. 16
Convactor,
ingebouwd in
een omkas-
ting.

afkoelen wanneer de warmtevraag stopt. Indien de convectoren opgesteld worden in een put, dient deze laatste te beantwoorden aan een aantal constructieve afmetingen teneinde de instroom van afgekoelde lucht en de uitstroom van opgewarmde lucht in voldoende mate te verzekeren.

Sommige convectoren zijn voorzien van ventilatoren (ventilo-convectoren) die een gedwongen luchtcirculatie teweegbrengen en daardoor de warmteafgifte weliswaar verbeteren, maar tegelijkertijd ook een aanzienlijk bijkomend elektrisch energieverbruik veroorzaken. Dit kan deels verholpen worden door het gebruik van convectoren met miniventilatoren waarvan het toerental geregeld kan worden in functie van de verwarmingsbehoeften en die zelfs bij stilstand nog voor een toereikende warmteafgifte kunnen zorgen.

Convectoren geven bijna al hun warmte af door convectie, terwijl het stralingsaandeel beperkt blijft (ongeveer 5 %). Voor gewone convectoren (zonder ventilator) wordt de genormaliseerde warmteafgifte bepaald zoals voor radiatoren en kunnen voor de omrekening naar andere water- en omgevingstemperaturen derhalve dezelfde formules gebruikt worden (zie § 6.3). Als gevolg van het hoge convectieaandeel van de warmteafgifte zal de te gebruiken n-exponent echter wel iets hoger liggen dan bij radiatoren. Kenmerkend is dat de warmteafgifte bij lagere watertemperaturen ietwat beperkter is dan bij radiatoren. Om dit effect beter te kunnen waarderen in de berekeningen, valt het aan te raden om de exacte exponent op te vragen bij de fabrikant.

De radiatoren en convectoren worden bij voorkeur in aparte verwarmingskringen opgenomen om comfortproblemen te vermijden. Hierbij kunnen twee fenomenen een rol te spelen hebben. Zo kunnen we voor radiatoren en convectoren die bij de ontwerptemperatuur dezelfde warmteafgifte kennen, vaststellen dat de convectoren bij een lagere temperatuur een kleinere warmteafgifte vertonen. Gelet op hun kleinere waterinhoud zullen de convectoren na het stoppen van de watercirculatie bovendien minder lang warmte blijven afgeven.

De nieuwste ontwikkelingen op het gebied van convectoren beogen dan ook een verhoging van de warmteafgifte bij lagere temperaturen door de aanpassing van de vorm en de afmetingen van de convectieribben rond de buizen.

6.5 STRALINGSVERWARMING GEÏNTEGREERD IN DE VLOER, DE MUUR OF HET PLAFOND

6.5.1 TOEPASSING VAN STRALINGSVERWARMING

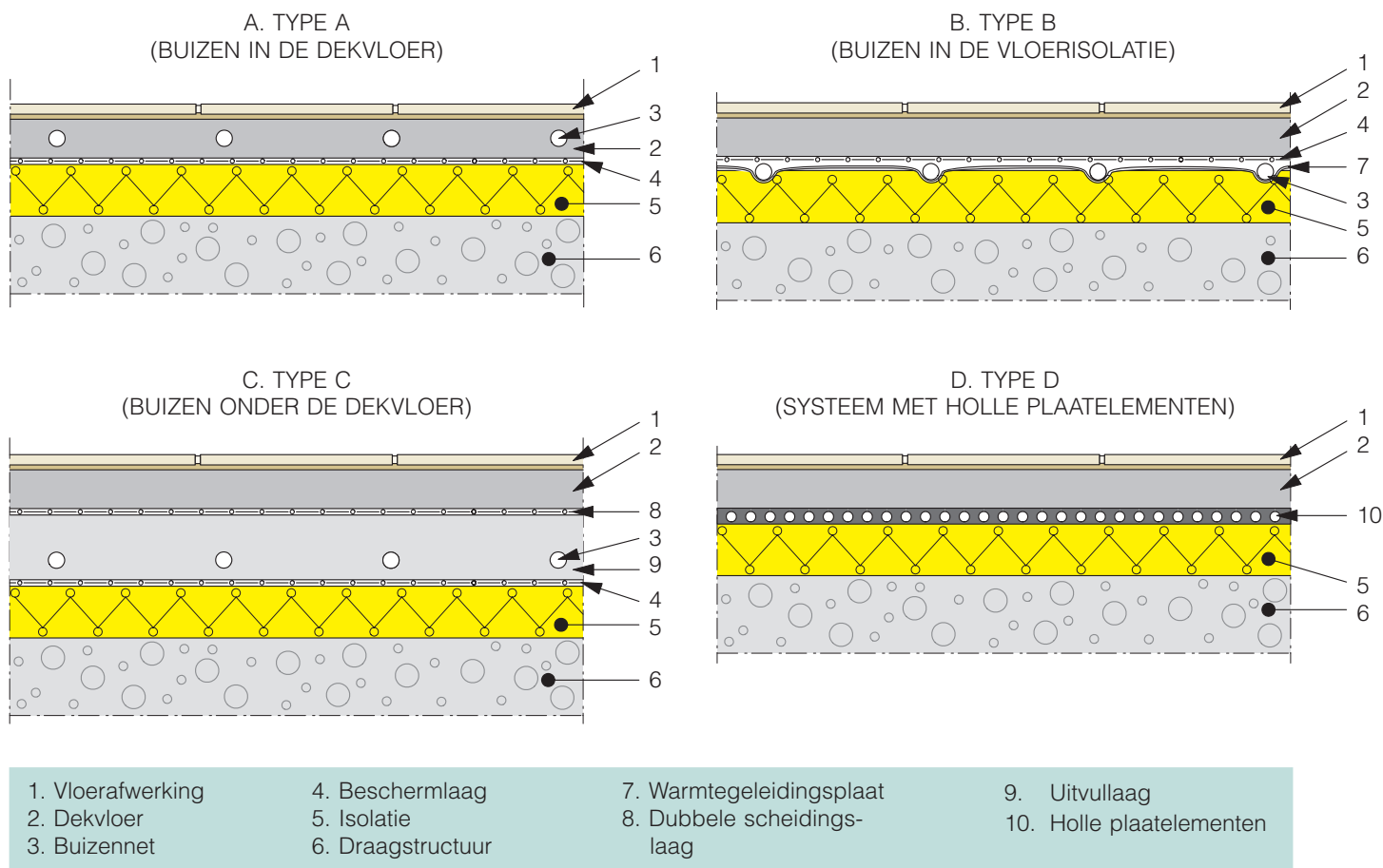
Met de term stralingsverwarming duidt men in de regel watervoerende verwarmingssystemen aan die bestaan uit buizen die geïntegreerd zijn in een vloer, een muur of een plafond en waarbij de warmteoverdracht in eerste instantie geschiedt door straling (en slechts in mindere mate door convectie).

In de norm NBN EN 15377-1 [B28] worden de vloerverwarmingssystemen ingedeeld in een aantal systeemtypes, die in principe ook toegepast kunnen worden op muur- en plafondverwarming. Deze systeemtypes, waarvan de kenmerken en de dimensionering verder toegelicht worden in § 6.5.3, verschillen voornamelijk voor wat betreft de positie van de watervoerende buizen of de verwarmingselementen in de vloerconstructie en zijn als volgt gedefinieerd (zie afbeelding 17, p. 74):

- type A (nat systeem): hierbij zijn de buizen rechtstreeks in de dekvloer geplaatst
- type B (droog systeem): hierbij zijn de buizen verzonken in de isolatielaag of isolatieplaat en omhuld door warmtegeleidende aluminiumplaten ter verbetering van de warmteafgifte
- type C (variante op het natte systeem): hierbij zijn de buizen geplaatst in een afzonderlijke uitvullaag, die door een dubbele scheidingslaag afgeschermd is van de dekvloer
- type D (variante op het droge systeem): hierbij wordt er een dunne vlakke systeemplaat met ingewerkte holle waterkanaaltjes tussen de isolatie en de dekvloer geplaatst.

Daarnaast kan men ook nog de volgende (minder courante) systeemtypes onderscheiden:

- type E (thermisch actieve bouwelementen, besproken in § 6.6): hierbij worden de buizen ingebed in de draagstructuur (geprefabriceerde betonplaat)
- type F (niet besproken): het gaat hier om een netwerk van dunne capillaire buizen, die in een lusvorm dicht tegen elkaar geplaatst zijn op een raster of een oprolbare mat. Dit netwerk wordt in de vloer of tegen het binnenoppervlak van de wand (muur of plafond) aangebracht, na de inbedding of verlijming



Afb. 17 Systeemtypes voor stralingsverwarming.

ervan in een dunne mortel- of pleisterlaag. Gelet op zijn geringe dikte wordt dit systeem voornamelijk toegepast bij renovatiewerken

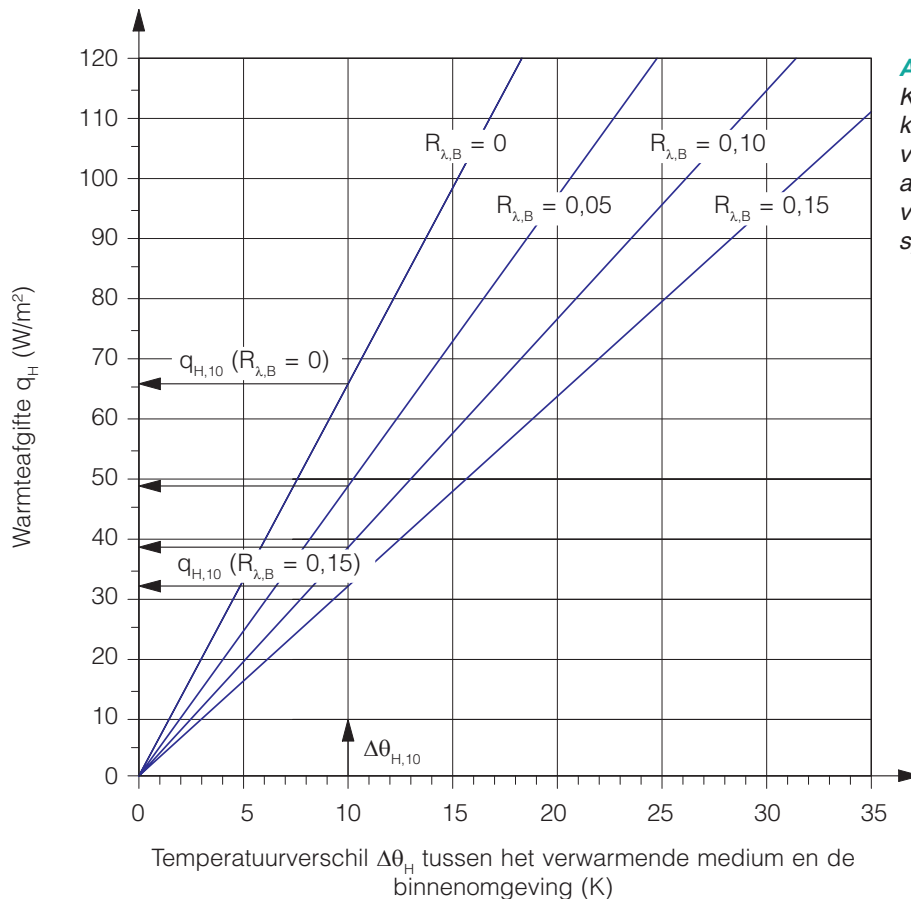
- type G (niet besproken): hierbij worden de buizen in een houten vloerconstructie geplaatst.

Algemeen kan gesteld worden dat stralingsverwarming als hoofdverwarming toepasbaar is in alle nieuwbouwprojecten die hiervoor ontworpen werden en die bovendien beantwoorden aan de minimale thermische prestaties. Het is immers belangrijk om van bij de ontwerpfase rekening te houden met de constructieve implicaties van een stralingsverwarming (bv. grotere vloer-, muur- of plafonddiktes). Als gevolg van de beperkte warmteafgifte (omwille van de lage watertemperatuur en de comforteisen met betrekking tot de oppervlaktetemperatuur) dienen ook de energiebehoeften van het gebouw voldoende laag te zijn (laag isolatiepeil, goede luchtdichtheid van de gebouwschil ...).

Bij renovatie is stralingsverwarming bovendien slechts toepasbaar indien er speciale technieken gebruikt worden die de bestaande totale dikte van de vloer- of muuropbouw niet of slechts weinig doen toenemen of indien het een grondige renovatie betreft waarbij er een onbeperkte toegang tot de wanden mogelijk is.

6.5.2 BEPALING VAN DE WARMTEAFGIFTE VAN EEN STRALINGSVERWARMING

De warmteafgifte van een stralingsverwarmingssysteem wordt – afhankelijk van het systeemtype en de mogelijke varianten – bepaald door de systeemfabrikant en dit, op basis van genormaliseerde proeven (volgens de norm NBN EN 1264-2 [B14]) of numerieke berekeningen (volgens de norm NBN EN 15377-1 [B28]). Hierbij wordt er voor elke betekenisvolle systeemvariante een karakteristieke curve bepaald, die de relatie tussen het werkelijke verwarmingsvermogen (q_{Hr} , uitgedrukt in W/m^2) en het temperatuurverschil tussen het verwarmende medium en de binnenomgeving ($\Delta\theta_{Hr}$, uitgedrukt in K) weergeeft.



Afb. 18
Karakteristieke basiscurven voor de warmteafgifte van een vloerverwarmingssysteem.

In afbeelding 18 zijn de karakteristieke basiscurven voor de warmteafgifte van een vloerverwarmingssysteem voorgesteld, waarbij elke curve overeenstemt met een andere isolatiewaarde (warmteweerstand of $R_{\lambda,B}$ -waarde) van de vloerafwerking. Deze warmteweerstand varieert hierbij tussen 0 m²K/W (ongeisoleerd) en 0,15 m²K/W (niet te overschrijden limietwaarde).

In de norm NBN EN 1264-2 [B14] wordt er eveneens een rekenmethode opgegeven die toelaat om de karakteristieke curven van een verwarmingssysteem vereenvoudigd te berekenen op basis van de volgende algemene uitdrukking:

$$q_H = K_H \cdot \Delta\theta_H \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.5)$$

waarbij:

K_H : de systeemafhankelijke equivalente warmtedoorgangscoefficiënt (in W/m².K), die rekening houdt met alle variabele parameters en waarvoor er tabellen beschikbaar zijn met waarden bij ontstentenis. Voor meer details over deze parameters verwijzen we naar de norm NBN EN 1264-2 [B14]

$\Delta\theta_H = \frac{\theta_{w,i} - \theta_{w,r}}{\ln \frac{\theta_{w,i} - \theta_a}{\theta_{w,r} - \theta_a}}$: het gemiddelde temperatuurverschil tussen het water en de omgeving (in K), waarbij:

- $\theta_{w,i}$: de vertrekwatertemperatuur (in °C)
- $\theta_{w,r}$: de retourwatertemperatuur (in °C)
- θ_a : de omgevingstemperatuur (in °C).

De fabrikanten stellen in hun technische handleidingen doorgaans praktische grafieken en/of tabellen ter beschikking die opgesteld zijn op basis van de karakteristieke curven van het betrokken systeem en die toelaten om de verwarmingsinstallatie te ontwerpen en te dimensioneren voor de volgende gebruikelijke ontwerprichties:

- het temperatuurverschil tussen de gemiddelde watertemperatuur en de omgeving
- de afstand tussen de buizen
- het buistype en de buisdiameter
- de vloeropbouw, waarbij de warmteweerstand van de bouwlagen tussen de buizen en het verwarmde oppervlak en de vloerisolatie belangrijke eigenschappen zijn.

6.5.3 STRALINGSVERWARMING VIA DE VLOER (VLOERVERWARMING)

6.5.3.1 OPBOUW EN KENMERKEN VAN DE VLOERVERWARMINGSSYSTEMEN (TYPE A, B, C EN D)

In afbeelding 17 (p. 74) werd de schematische opbouw van de meest voorkomende vloerverwarmingssystemen (type A, B, C en D) voorgesteld.

Bij de vloerverwarmingssystemen van het natte type (type A en C) wordt het buizenet, dat doorlopen wordt met water op lage temperatuur (max. 40 tot 55 °C), ingebed in de dekvloer. Meestal worden hiervoor kunststofbuizen gebruikt, die eenvoudig en vlug te plaatsen zijn. Deze buizen moeten volgens de norm NBN EN 1264-4 [B16] voorzien zijn van een bescherming tegen zuurstofindringing om het risico op corrosie van de metalen installatieonderdelen te vermijden. Een andere mogelijkheid om zuurstofindringing te voorkomen, is de plaatsing van een warmtewisselaar die het kunststofbuizenet waterzijdig afscheidt van de primaire (metalen) ketelkring.

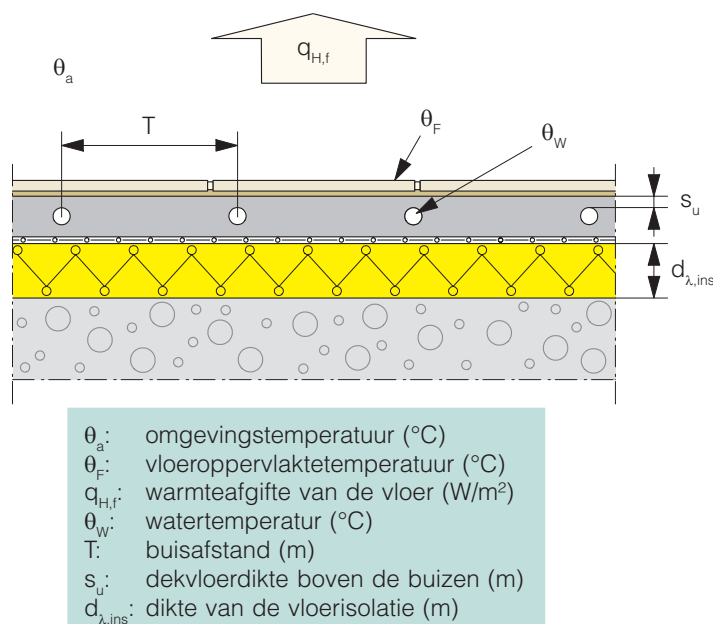
Indien de buizen verzonken zijn in de isolatielaag, spreekt men van een droog systeem (type B). Om de warmteafgifte van dergelijke droge systemen te verbeteren, worden er warmtegeleidende metalen plaatjes aangebracht die de buizen omhullen en die zorgen voor een betere verspreiding van de warmte.

De droge vloerverwarmingssystemen van het type D worden op hun beurt gekenmerkt door het feit dat er tussen de isolatielaag en de dekvloer een dun, vlak verwarmingselement aangebracht is, dat voorzien is van een aantal holle kanalen die doorstroomd worden door water.

Gelet op hun kleinere dekvloerdikte zijn droge vloersystemen van het type B en D geschikt voor toepassing in renovatieprojecten (beperkte verhoging van de bestaande vloerdikte). Deze dunne vloerlagen zorgen bovendien voor een betere warmteafgifte en een grotere regelbaarheid van het systeem, wat uiteraard het algemene comfort ten goede komt.

De door het buizenet afgestane warmte wordt eerst in de vloer opgestapeld en vervolgens doorgegeven aan de ruimten boven en onder de vloer. De warmteafgifte van een vloerverwarmingssysteem gebeurt hoofdzakelijk door middel van straling (ongeveer 70 %) en hangt af van verschillende ontwerpparameters zoals het systeem- en buistype, het gemiddelde temperatuurverschil tussen het water en de omgeving, de afstand tussen de buizen en de warmteweerstand van de vloerlagen boven en onder de buizen.

Afbeelding 19 toont de voornaamste ontwerpparameters die bij de dimensionering van een vloerverwarmingsinstallatie in rekening gebracht worden.



Afb. 19 Ontwerpparameters van een vloerverwarmingssysteem (type A).

Het afgifterendement wordt in grote mate bepaald door de warmteweerstanden van de vloerlagen boven en onder de buizen. De vloerlagen boven de buizen moeten een zo klein mogelijke warmteweerstand vertonen. Vloerbedekkingen zoals parketvloeren of tapijten zullen het rendement van de warmteafgifte dan ook nadelig beïnvloeden.

Onder het buizenet moet er dan weer een isolatielaag aangebracht worden om de ongewenste neerwaartse warmteafgifte (warmteverlies) naar de onderliggende verwarmde of onverwarmde ruimten te beperken. Deze isolatielaag zal tevens zorgen voor de bescherming van de draagvloer en zal bijgevolg bevorderlijk zijn voor de traagheid van het systeem. De minimale thermische weerstand van deze isolatielaag ($R_{\lambda,ins}$) dient des te groter te zijn naarmate de temperatuur van de ruimte onder de verwarmde vloer lager is. In tabel 14 zijn de desbetreffende criteria uit de norm NBN EN 1264-4 samengevat.

Tabel 14 Minimale warmteweerstand van de vloerisolatie onder verwarmingsbuizen (NBN EN 1264-4 [B16]).

Minimale warmteweerstand $R_{\lambda,ins}$ (m ² .K/W)	Temperatuur van de onverwarmde ruimte onder de vloer θ_a			Vloer op de volle grond	Vloer boven een verwarmde ruimte
	$\theta_a < -5 \text{ }^\circ\text{C}$	$-5 \text{ }^\circ\text{C} \leq \theta_a < 0 \text{ }^\circ\text{C}$	$0 \text{ }^\circ\text{C} \leq \theta_a \leq 10 \text{ }^\circ\text{C}$		
	2,00	1,50	1,25		

NOOT 20

Voor homogene isolatielagen of isolatieplaten dient de warmteweerstand bepaald te worden met behulp van de formule $R_{\lambda,ins} = d_{\lambda,ins} / \lambda_{ins}$, waarbij $d_{\lambda,ins}$ gelijk is aan de dikte van de isolatielaag (in m) en λ_{ins} overeenstemt met de warmtegeleidingscoëfficiënt van het isolatiemateriaal (in W/mK). In aanwezigheid van niet-homogene of geprofileerde isolatieplaten dient men bij de bepaling van $R_{\lambda,ins}$ een oppervlaktegewogen gemiddelde isolatiedikte in rekening te brengen. In het geval van isolatieplaten met een speciale vorm (bv. met noppen) kan een volumegewogen gemiddelde dikte aangenomen worden. Voor meer details hieromtrent verwijzen we naar de norm NBN EN 1264-3 [B15].

6.5.3.2 VOORDELEN EN NADELEN VAN VLOERVERWARMING

Vloerverwarming heeft een aantal belangrijke voordelen te bieden:

- de verwarmingslichamen zijn onzichtbaar
- doordat de verwarming op lage of zeer lage temperatuur werkt, is het totale systeemrendement in principe beter dan dat van een verwarming die werkt op hogere temperaturen (radiatoren, convectoren). Bij een warmtepomp zal de relatieve stijging van het rendement (de COP-waarde) sterker zijn naarmate de gemiddelde watertemperatuur van het gekoppelde warmteafgiftesysteem daalt
- de hogere contacttemperaturen aan de voet en de lagere temperaturen op hoofdhoogte maken dat een vloerverwarming erg comfortabel is, op voorwaarde dat de comfortcriteria voor de maximale oppervlaktetemperatuur $\theta_{F,max}$ gerespecteerd worden (zie tabel 16, p. 78)
- omwille van de hogere stralingstemperatuur kan de luchttemperatuur voor hetzelfde thermische comfort lager zijn, waardoor er in principe een lager energieverbruik mogelijk is. De relatieve waarde van dit effect vermindert wel naarmate het gebouw beter geïsoleerd is
- indien er een omkeerbare warmtepomp als energiebron gebruikt wordt, kan het systeem in beperkte mate ook dienst doen als koelsysteem.

Men kan evenwel ook de vinger leggen op een aantal nadelen:

- gelet op hun grote thermische inertie, die teweegebracht wordt door de thermisch actieve gebouw-massa, moeten vloerverwarmingssystemen beschouwd worden als trage systemen. Bij normaal gebruik van de vloerverwarming zorgt het regelsysteem er niettemin voor dat het verschil tussen de minimale en maximale oppervlaktetemperatuur klein blijft, zodanig dat de opwarmperiodes beperkt blijven
- vloerverwarmingssystemen reageren slechts traag op zonnewinsten of warmtewinsten van andere bronnen (bv. houtkachels). Deze worden vaak ook niet optimaal benut, gelet op de kans op tijdelijke oververhitting
- de installatie moet reeds van bij het gebouwwontwerp voorzien worden en men moet zich rekenschap geven van het feit dat er na de installatie geen constructieve wijzigingen meer mogelijk zijn

- bij een onoordeelkundige plaatsing kunnen mogelijke waterlekken aanleiding geven tot bouwschade
- door hun beperkte warmteafgifte is het gebruik ervan als hoofdverwarming enkel te overwegen voor goed geïsoleerde en voldoende luchtdichte gebouwen.

6.5.3.3 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN VLOERVERWARMINGSSYSTEMEN

Tabel 15 geeft een overzicht van de typische ontwerpkenmerken voor een klassiek nat en droog vloerverwarmingssysteem.

Tabel 15 Typische ontwerpkenmerken van een nat en een droog vloerverwarmingssysteem.

Kenmerken	Nat systeem (type A, C)	Droog systeem (type B, D)
Thermische massa van de vloer (kg/m ²)	170-240	30-90
Opwarmingsperiode (h)	> 2	< 2
Maximale warmteafgifte bij een buisafstand van 10 cm (W/m ²)	100	100
Maximale warmteafgifte bij een buisafstand van 30 cm (W/m ²)	90	80
Temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater (K)	5	5
Dikte van dekvloer (gedeelte boven de buizen) (mm)	≥ 50	≥ 45

Vloerverwarmingssystemen kunnen gedimensioneerd worden volgens de rekenmethoden uit de normen NBN EN 1264-2 [B14], NBN EN 1264-3 [B15] en NBN EN 15377-1 [B28]. Hierbij dient men bovendien rekening te houden met een aantal specifieke ontwerpcriteria. Zo is het belangrijk dat de oppervlaktetemperatuur van de vloer omwille van de comforteisen niet hoger wordt dan 29 °C in de verblijfszone en dan 35 °C in de randzone met verhoogde warmteafgifte (zie tabel 16).

Tabel 16 Criteria voor het ontwerp van een vloerverwarming.

Zone	h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{F,max}$ (°C)	$q_{H,f,max}$ (W/m ²) (*)
Randzone	10,8	35	162
Verblijfszone	10,8	29	97

(*) Voor een ruimte die verwarmd wordt op $\theta_a = 20$ °C.

In ontwerpomstandigheden kan de oppervlaktetemperatuur van de vloer gecontroleerd worden aan de hand van de vereenvoudigde formule voor de warmteafgifte van vloerverwarmingssystemen ($q_{H,f}$ in W/m²):

$$q_{H,f} = h_{si} \cdot (\theta_F - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.6)$$

waarbij:

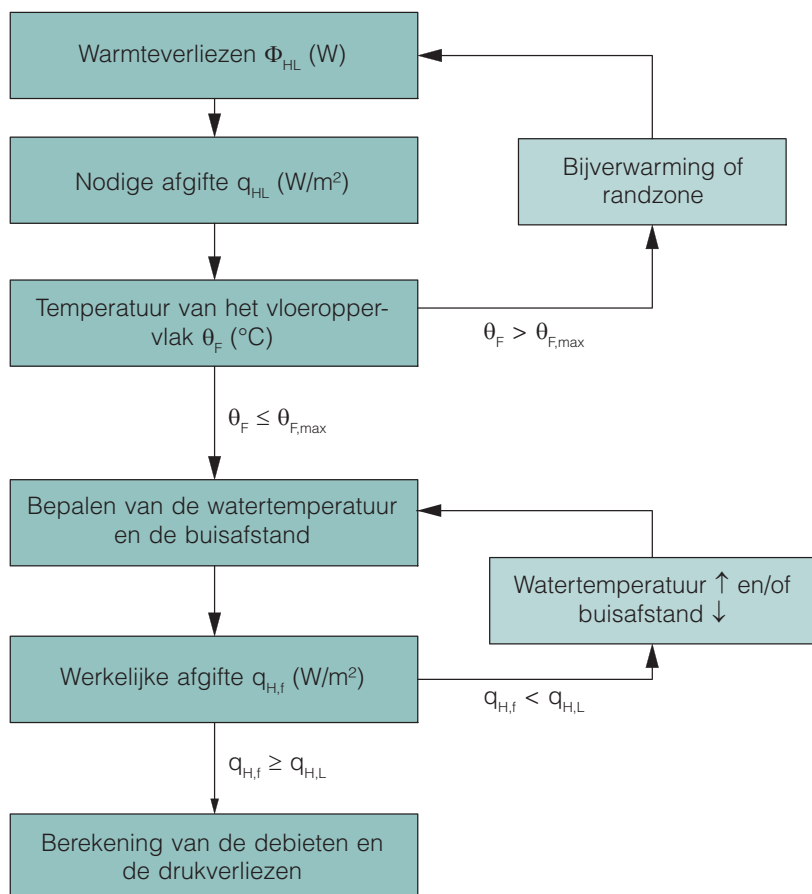
h_{si} : de warmteovergangscoefficiënt aan het vloeroppervlak (= 10,8 W/m².K)

θ_F : de vloeroppervlaktetemperatuur (in °C)

θ_a : de comforttemperatuur in de ruimte (in °C).

Rekening houdend met dezelfde formule en met de maximale vloeroppervlaktetemperaturen, zal de maximale warmteafgifte in de rand- en de verblijfszone respectievelijk 162 en 97 W/m² bedragen (zie tabel 16). We merken hierbij op dat deze waarden betrekking hebben op de nuttige beschikbare vloeroppervlakte die in bepaalde ruimten sterk beperkt kan zijn omwille van de aanwezige uitrustingen of het geplaatste meubilair (bv. keuken of badkamer).

Ter herinnering kan nog vermeld worden dat er reeds een aantal vereenvoudigde rekenmethoden voor de dimensionering van natte en droge vloerverwarmingssystemen (types A, B en C) voorgesteld werden in de Technische Voorlichtingen nr. 170 [W5] en 181 [W4], waarvan het principe kort beschreven wordt in afbeelding 20.



Afb. 20 Dimensioneringsprincipe voor een klassieke vloerverwarming.

Stap 1 Bereken voor alle verwarmde vertrekken (met oppervlakte A_F) de nodige warmteafgifte q_{HL} volgens de formule $q_{HL} = \Phi_{HL} / A_F$. Hierbij stelt de term Φ_{HL} de warmteverliezen voor, berekend overeenkomstig de normen NBN B 62-003 [B2] en NBN EN 12831 [B22], zonder meetelling van de warmteverliezen doorheen de verwarmde vloer.

Stap 2 Bereken de temperatuur van de vloeroppervlakte volgens de formule $\theta_F = q_{HL} / h_{si} + \theta_i$. Controleer of $\theta_F \leq \theta_{F,max}$. Zo niet, dient men een randzone of een bijverwarming te voorzien of moeten de berekende warmteverliezen Φ_{HL} beperkt worden.

Stap 3 De buisafstand moet voor de aangenomen watertemperatuur zodanig gekozen worden dat de overeenkomstige warmteafgifte minstens even groot is als de nodige warmteafgifte ($q_{H,f} \geq q_{H,L}$). Hiertoe kan men de tabellen en grafieken uit de TV's 170 en 181 consulteren. Zo niet, dient men de watertemperatuur te verhogen en/of de buisafstand te verkleinen.

Stap 4 Bereken de waterdebieten en de drukverliezen voor alle kringen.

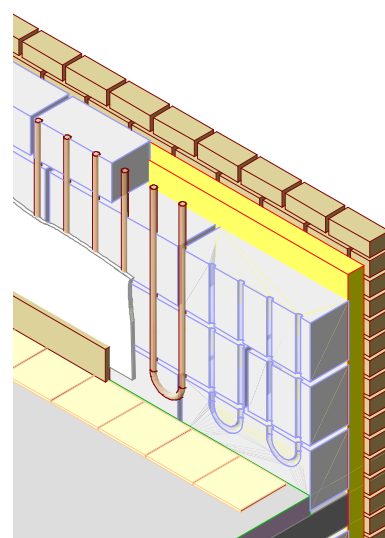
6.5.4 STRALINGSVERWARMING VIA DE MUUR (MUURVERWARMING)

6.5.4.1 PRINCIPES EN KENMERKEN

Het principe van een muurverwarming bestaat erin om watervoerende verwarmingsbuizen in of tegen de muur te plaatsen, al dan niet in combinatie met een klassieke vloerverwarming. Deze laatste werkwijze wordt vaak toegepast in ruimten waar de nuttige vloeroppervlakte beperkt is (bv. in badkamers en keukens).

In steenachtige muren kunnen de volgende drie technieken gebruikt worden:

- ofwel worden de verwarmingsbuizen op de muur gemonteerd en worden de ruimten tussen de buizen opgevuld met een cement- of kalkmortellaag en vervolgens afgewerkt met een gewone pleisterlaag van ongeveer 1 cm dik
- ofwel worden de verwarmingsbuizen vastgezet in speciale bouwblokken waarin fabrieksmatig sleuven met een welbepaalde tussenafstand aangebracht werden. Deze gaten worden vervolgens opgevuld met mortel, waarna de volledige wand egaal afgewerkt wordt met een pleisterlaag. In dit geval dient men erop toe te zien dat de diepte en de breedte van de sleuven goed aangepast zijn aan de diameter van de verwarmingsbuizen en dat de plaatsing van de gestandaardiseerde bouwblokken – die overigens tot 20 % duurder kunnen zijn dan de klassieke – met de nodige zorgvuldigheid gebeurt (zie afbeelding 21)
- bij betonwanden kunnen de verwarmingsbuizen ten slotte voorgemonteerd worden op de wapening, waarna het beton gestort wordt. De afwerking gebeurt eveneens met een pleisterlaag.



Afb. 21 Opbouw van een muurverwarming.

Muurverwarming is ook mogelijk bij houtskeletbouw:

- bij een volledig droge opbouw worden de kunststofbuizen achter de afdekplaten geplaatst
- bij een halfdroge opbouw worden de buizen in beugels tegen de vlakke wand gemonteerd en vervolgens ingebed in een mortellaag en afgewerkt met een pleisterlaag.

De breedte van een verwarmde muur wordt doorgaans beperkt tot 5 meter. Zo niet, dient men een dilatatievoeg te voorzien. Het is ook belangrijk om steeds een voldoende dikke isolatielaag aan te brengen tussen de verwarmingsbuizen en de buitenomgeving of de aangrenzende niet-verwarmde ruimten. Indien de lussen van de verwarmingskringen verticaal liggen, moet het vullen van de leidingen erg voorzichtig gebeuren om luchtophopingen te voorkomen (automatische ontluchters zijn met andere woorden aanbevolen).

De jongste jaren werden er speciale warmtevoelers ontwikkeld waarmee het mogelijk is om de juiste ligging van de buizen te detecteren en accidentele buisperforaties te vermijden. Een thermografisch beeld van een infraroodcamera kan in deze context eveneens goed van pas komen. Verder spreekt het voor zich dat men best geen meubilair tegen een warmtemuur plaatst vermits er in voorkomend geval een groot deel van de afgestraalde warmte verloren gaat.

De opwarmingsduur van een verwarmde muur is in sterke mate afhankelijk van de dikte van de afwerking die op de buizen aangebracht werd. De snelheid van de warmteoverdracht naar de binnenruimte hangt in grote mate af van de op te warmen muurmassa. Naarmate de wand dunner is, zal de opwarming sneller zijn.

6.5.4.2 ONTWERP- EN DIMENSIONERINGSCRITERIA

Net zoals het geval was bij de vloerverwarming, dient men ook bij het ontwerp van de muurverwarming voldoende rekening te houden met de comfortcriteria inzake de oppervlaktetemperatuur. Teneinde het comfort van de personen die zich in de buurt van de verwarmde muur bevinden te verzekeren, zou de muuroppervlaktetemperatuur volgens de norm NBN EN 15377-1 [B28] al naargelang van de toepassing beperkt moeten worden tot 40 °C. De toetsing van dit criterium gebeurt op basis van de vereenvoudigde formule voor de warmteafgifte:

$$q_{H,w} = h_{si} \cdot (\theta_w - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.7)$$

waarbij :

h_{si} : de warmteovergangscoefficiënt aan het muuroppervlak (= 8 W/m².K)

θ_w : de muuroppervlaktetemperatuur (in °C)

θ_a : de comforttemperatuur van de ruimte (in °C).

Rekening houdend met de hiervoor vermelde maximale muuroppervlaktetemperatuur, zal de maximale warmteafgifte begrepen zijn tussen 120 en 200 W/m² (zie tabel 17).

h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{w,max}$ (°C)	$q_{H,w,max}$ (W/m ²) (*)
8	40	160

(*) Voor een ruimte die verwarmd wordt op $\theta_a = 20$ °C.

Tabel 17
Criteria voor het ontwerp van een muurverwarming.

Tabel 18 geeft een overzicht van de typische ontwerpkenmerken van een klassiek nat en droog muurverwarmingssysteem. Bij de warmteverliesberekening van de vertrekken worden de verliezen doorheen de verwarmde muren niet in aanmerking genomen. Net zoals het geval was bij de vloerverwarming houdt het ketelvermogen daarentegen wel rekening met de warmteverliezen die optreden tussen de verwarmde muur en de aansluitende niet-verwarmde ruimte of de buitenomgeving.

Tabel 18 Typische ontwerpkenmerken van een droog en een nat muurverwarmingssysteem.

Kenmerken	Nat systeem	Droog systeem
Thermische massa van de muur (kg/m ²)	20-90	5-15
Opwarmingsperiode (h)	< 2	< 1
Maximale warmteafgifte bij een buisafstand van 10 cm (W/m ²)	150	140
Temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater (K)	5	5

6.5.5 STRALINGSVERWARMING VIA HET PLAFOND (PLAFONDVERWARMING)

Plafondverwarming wordt minder vaak toegepast, aangezien het systeem als dusdanig onvoldoende warmte afgeeft om er een volledige ruimte mee te verwarmen en omdat het tevens minder comfortabel is voor de personen die zich onder het verwarmde plafond bevinden. Dit laatste aspect kan echter wel beperkt worden door rekening te houden met de stralingsasymmetrie. Deze eis bepaalt dat het verschil in stralingstemperatuur in twee tegenovergestelde richtingen (tussen het plafond en de vloer) kleiner moet zijn dan 5 K, zonder hierbij de maximale oppervlaktetemperatuur van het verwarmde plafond te overschrijden.

h_{si} (W/m ² .K)	$\theta_{C,max}$ (°C)	$q_{H,c,max}$ (W/m ²) (*)
6,5	29	59

(*) Voor een ruimte die verwarmd wordt op $\theta_a = 20$ °C.

Tabel 19
Criteria voor het ontwerp van een plafondverwarming.

De plafondoppervlakte wordt meestal gebruikt voor koeldoeleinden (koelplafonds). Dit betekent dat het systeem in eerste instantie ontworpen en gedimensioneerd wordt voor koeling en eventueel bijkomend ook voor verwarming aangewend kan worden.

In de verwarmingsfase dient de oppervlaktetemperatuur van het verwarmde plafond te voldoen aan de criteria uit tabel 19 (volgens de norm NBN EN 15377-1). Rekening houdend met de maximale oppervlaktetemperatuur, ligt de maximale warmteafgifte rond 59 W/m².

De toetsing van het gestelde criterium gebeurt op basis van de vereenvoudigde formule voor de warmteafgifte:

$$q_{H,c} = h_{si} \cdot (\theta_c - \theta_a) \quad (\text{W/m}^2) \quad (6.8)$$

waarbij :

h_{si} : de warmteovergangscoefficiënt aan het plafondoppervlak (= 6,5 W/m².K)

θ_c : de plafondoppervlaktetemperatuur (in °C)

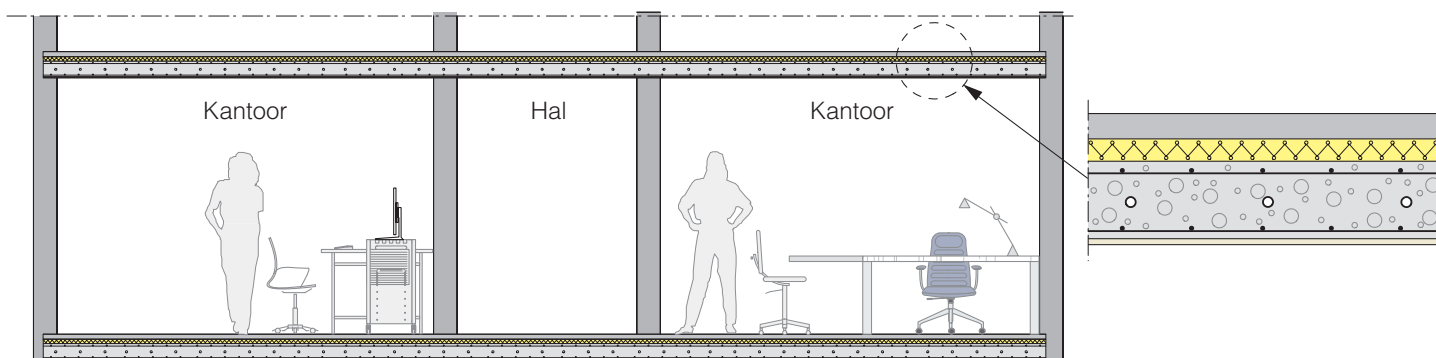
θ_a : de comforttemperatuur van de ruimte (in °C).

6.6 THERMISCH ACTIEVE BOUWELEMENTEN

6.6.1 PRINCIPES EN KENMERKEN

Bij deze techniek, die ook aangeduid wordt als betonkernactivering, zijn de verwarmingsbuizen ingebed in geprefabriceerde vloerplaten van zwaar beton. De opbouw van de vloerplaten is vergelijkbaar met deze van vloerverwarmingssystemen, hoewel de watervoerende leidingen in dit geval niet in de deklaag opgenomen zijn, maar wel in de kern van de vloerplaat.

Bij ongeïsoleerde vloerplaten wordt er zowel een warmteafgifte naar de bovenzijde als naar de onderzijde gerealiseerd. Indien de vloerplaat daarentegen dienst doet als bovenste plafond of als onderste vloer, dient er boven of onder de buizen een isolatielaag aangebracht te worden (zie afbeelding 22).



Afb. 22 Systeem met thermisch actieve bouwelementen.

Systemen met thermisch actieve bouwelementen werken zeer traag. Ze hebben immers 5 tot 6 uur nodig om de temperatuur van de betonmassa met 1 K te doen stijgen of te doen dalen en meer dan 24 uur om in een regimetoestand te komen. Door de buizen dicht bij het oppervlak van de betonplaat te brengen, kan men de accumulatiecapaciteit evenwel verkleinen, waardoor het opwarmingsvermogen zal toenemen.

De opgeslagen warmte wordt hoofdzakelijk door straling afgegeven van zodra er een temperatuurverschil optreedt tussen het vloer- en/of plafondoppervlak en de binnenruimte. De goede gelaagdheid van de warmte in de ruimte en de combinatie van verwarming en koeling in eenzelfde systeem, kunnen als de grote voordelen van thermisch actieve bouwelementen beschouwd worden. De zeer lage watertemperaturen bij de verwarmingsfunctie en de hoge watertemperaturen bij de koelingsfunctie vormen daarenboven een zeer goede basis voor het bekomen van een hoog systeemrendement.

Het systeem wordt vrijwel uitsluitend toegepast in nieuwe gebouwen met zeer lage energiebehoeften en hoge energieprestaties. Meestal betreft het speciaal hiervoor ontworpen kantoorgebouwen die minstens beantwoorden aan de volgende kenmerken:

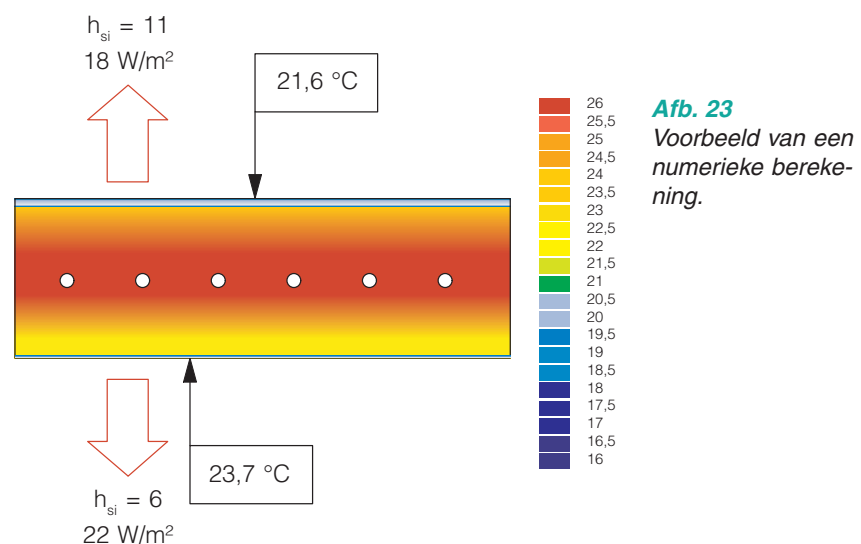
- een zeer goed geïsoleerde gebouwschil en een globaal isolatiepeil van minder dan K40
- een relatief constante binnentemperatuur als gevolg van:
 - een grote thermische gebouwmassa waarin warmte en koude kunnen opgeslagen worden
 - een beperkte toevoer van zonnewinsten dankzij het gebruik van verbeterde meervoudige beglazing en zonnewering
- een luchtdichte gebouwschil
- een mechanisch gecontroleerde ventilatie met warmterugwinning
- een beperkte interne warmtebelasting (bv. energiezuinige verlichting en kantoorapparatuur).

Dit systeem wordt vaak gecombineerd met een warmtepomp die in zomeromstandigheden in eerste instantie zorgt voor de afvoer van de opgeslagen warmte en tevens voor een lichte koeling van het gebouw (topkoeling). Om zowel in zomer- als winteromstandigheden optimale energieprestaties te kunnen verzekeren, dient men te zorgen voor een geïntegreerd gebouwontwerp met geschikte technische installaties en dit, op basis van een duidelijk eisenprogramma en een goede coördinatie van de werken.

6.6.2 WARMTEAFGIFTE EN DIMENSIONERING

Door het gebruik van zeer lage watertemperaturen (22 tot 28 °C) is de warmteafgifte beperkt tot vermogens die tussen 20 en 40 W/m² liggen. Zoals hiervoor reeds aangegeven werd, is het met dit beperkte afgiftevermogen enkel mogelijk om de warmtebehoefte van zeer energiezuinige gebouwen te dekken.

Dit hoeft echter geen nadeel te zijn, aangezien de energieprestatiereglementeringen dit type gebouwen aanmoedigen en tegen 2020 zelfs als standaard zullen aannemen.



Afb. 23
Voorbeeld van een numerieke berekening.

Indien het systeem dienst moet doen als koelinstallatie, worden er watertemperaturen tussen 16 en 20 °C gebruikt (bv. via koudeopslag in de bodem of het grondwater), waardoor er koelvermogens tussen 40 en 60 W/m² behaald kunnen worden. Aangezien er hogere vermogens bereikt worden in de koelfunctie, worden het ontwerp en de dimensionering van het systeem preferentieel uitgewerkt voor deze functie, die evenwel beperkt is tot de topkoeling ⁽²⁾ van gebouwen.

Wat de dimensionering van dergelijke systemen betreft, kunnen de afgegeven vermogens bepaald worden aan de hand van (statische) numerieke berekeningen (zie afbeelding 23, p. 82). Om de prestaties van het systeem nog beter te kunnen evalueren, zal er echter een simulatie van het dynamische gedrag aanbevolen zijn.

De norm NBN EN 15377-1 [B28] bevat ten slotte een vereenvoudigde rekenmethode, waarmee men onder bepaalde voorwaarden de warmteafgifte (of koeling) van thermisch actieve vloer- en plafondplaten kan bepalen.

⁽²⁾ Topkoeling is een lichte verlaging van de binnentemperatuur, die in vele gevallen voldoende is om een bevredigend thermisch comfort te realiseren en de toepassing van een (energieverslindende) actieve koeling te vermijden.

7 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN HET LEIDINGNET

7.1	Inleiding.....	87
7.2	Algemene ontwerpregels voor alle installaties	87
7.3	Ontwerp en dimensionering van een tweepijpsinstallatie.....	88
7.3.1	Principeschema en definities	88
7.3.2	Berekening van de waterdebieten en de watersnelheden	89
7.3.2.1	Bepaling van de waterdebieten	89
7.3.2.2	Waterdebiet door een verwarmingslichaam	89
7.3.2.3	Waterdebiet door buisstukken zonder verwarmingslichaam	90
7.3.2.4	Berekening van de watersnelheid in de buisstukken	90
7.3.3	Berekening van de totale drukverliezen	91
7.3.3.1	Totale drukverliezen van een buisstuk.....	91
7.3.3.2	Totale drukverliezen van een radiatorkring	91
7.3.4	Berekening van de drukverliezen in rechte buisstukken	91
7.3.4.1	Lineaire drukverliezen: algemene uitdrukking.....	91
7.3.4.2	Bepaling van het lineaire drukverlies per lengte-eenheid	91
7.3.5	Drukverliezen ten gevolge van plaatselijke weerstanden	92
7.3.5.1	Plaatselijke drukverliezen: algemene uitdrukking	92
7.3.5.2	Drukverliescoëfficiënten van hulpstukken en apparaten.....	93
7.3.5.3	Bepaling van de drukverliescoëfficiënt van radiatorcransen	93
7.3.5.3.1	Drukverliescoëfficiënt en kv-waarde	93
7.3.5.3.2	Bepaling van de ζ -waarde op basis van het drukverliesdiagram	93
7.3.5.3.3	Bepaling van de ζ -waarde op basis van de k_v -waarde.....	95
7.3.5.4	Invloed van de thermosifonwerking van het installatiewater.....	97
7.3.5.4.1	Thermosifondruk.....	97
7.3.5.4.2	Meewerkende en tegenwerkende thermosifondruk.....	97
7.3.5.4.3	De thermosifonwerking in de praktijk.....	98
7.3.5.5	Voorbeeld van een drukverliesberekening van twee radiatorcransen.....	98
7.3.6	Bijzondere ontwerpregels voor tweepijpsinstallaties	101
7.3.6.1	Dimensionering van de meest ongunstige radiatorkring.....	101
7.3.6.1.1	Principe	101
7.3.6.1.2	Keuze van de buisdiameters	101
7.3.6.2	Dimensionering van de andere kringen	103
7.3.6.3	Bepaling van het theoretische werkpunt van de installatie	104
7.3.7	Rekenvoorbeeld voor de dimensionering van een tweepijpsinstallatie.....	104
7.3.7.1	Schema en gevolgde werkwijze.....	104
7.3.7.2	Berekening van de waterdebieten.....	106
7.3.7.3	Dimensionering van de (voorlopig) meest ongunstige kring	106
7.3.7.4	Dimensionering van de andere kringen	109
7.3.7.5	Regeldrukverliezen.....	110
7.3.7.6	Bepaling van de pompkarakteristieken	112
7.4	Ontwerp en dimensionering van een collectorsysteem (met een centraal verdeelpunt)	112
7.4.1	Principeschema en werking.....	112
7.4.2	Berekening van de waterdebieten, watersnelheden en drukverliezen	113
7.4.3	Bijzondere ontwerpregels voor collectorsystemen	113
7.4.4	Rekenvoorbeeld voor de dimensionering van een collectorsysteem.....	113
7.4.4.1	Gevolgde werkwijze	113
7.4.4.2	Keuze van de buisdiameter van de kringen	116
7.4.4.3	Berekening van de drukverliezen	116

7.5	Ontwerp en dimensionering van een eenpijpsinstallatie.....	116
7.5.1	Principeschema's en werking	116
7.5.2	Berekening van de waterdebieten in een eenpijpsinstallatie	120
7.5.2.1	Waterdebiet door een eenpijpsring.....	120
7.5.2.2	Waterdebiet door elk verwarmingslichaam op een eenpijpsring	120
7.5.3	Bijzondere ontwerpregels voor eenpijpsringen.....	121
7.5.3.1	Ontwerp van de ringen	121
7.5.3.2	Berekening van de drukverliezen	122
7.5.4	Dimensionering van verwarmingslichamen op een eenpijpsring.....	122
7.5.4.1	Bepaling van de warmteafgifte van elke radiator op een eenpijpsring	122
7.5.4.2	Rekenvoorbeeld	123
7.5.5	Rekenvoorbeeld voor de dimensionering van een eenpijpsinstallatie.....	124
7.5.5.1	Schema en gevolgde werkwijze.....	124
7.5.5.2	Keuze van de buisdiameter van de eenpijpsringen.....	125
7.5.5.3	Berekening van de drukverliezen	126
7.5.5.4	Dimensionering van de radiatoren.....	128
7.5.5.4.1	Werkwijze.....	128
7.5.5.4.2	Algemene gegevens betreffende de ring	128
7.5.5.4.3	Dimensionering van de radiatoren	128
7.6	Ontwerp van een Tichelmanninstallatie	129
7.6.1	Principeschema en werking	129
7.6.2	Bijzondere ontwerpregels voor Tichelmanninstallaties	130
7.6.2.1	Dimensionering van de radiatorringen van een Tichelmanninstallatie.....	130
7.6.2.2	Bepaling van de regeldrukverliezen	131
7.6.3	Rekenvoorbeeld voor de dimensionering van een Tichelmanninstallatie.....	131
7.6.3.1	Schema en gevolgde werkwijze.....	131
7.6.3.2	Dimensionering van de meest ongunstige kring	132
7.6.3.3	Dimensionering van de andere kringen	132
7.6.3.4	Regeldrukverliezen.....	132
7.6.3.5	Totaal debiet en totale drukverliezen (theoretisch werkingspunt)	135



7 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN HET LEIDINGNET

7.1 INLEIDING

Na de opgave van de algemene ontwerpregels die voor alle installaties geldig zijn, worden in dit hoofdstuk achtereenvolgens het ontwerp en de dimensionering van de meest voorkomende verdeelsystemen behandeld, namelijk de tweepijpsinstallaties, de collectorsystemen, de eenpijpsinstallaties en de Tichelmanninstallaties.

Voor elk van de betrokken verdeelsystemen worden het prinscipeschema en de werking getoond, worden de nodige formules opgegeven voor de berekening van de waterdebieten, de watersnelheden en de plaatselijke en lineaire drukverliezen en worden er een aantal ontwerpcriteria aangereikt die moeten toelaten om een gepaste buisdiameter te kiezen en de regeldrukverliezen ten opzichte van de meest ongunstige verwarmingskring te berekenen.

Ten slotte wordt voor elk verdeelsysteem een gedetailleerd rekenvoorbeeld gegeven dat de volledige rekenprocedure op een klare en duidelijke wijze uitlegt.

7.2 ALGEMENE ONTWERPREGELS VOOR ALLE INSTALLATIES

Het gekozen verwarmingssysteem en de algemene voorwaarden waaraan dit dient te voldoen, worden door de opdrachtgever (bouwheer) en/of de ontwerper van het gebouw vastgelegd in het bijzondere bestek. De persoon die verantwoordelijk is voor het ontwerp en de dimensionering van het verwarmingssysteem (ontwerper of installateur), dient hierbij niet alleen rekening te houden met de bepalingen uit het bijzondere bestek, maar eveneens met de voorschriften uit de geldende normen, die te beschouwen zijn als de regels van goede praktijk.

De dimensionering van het leidingnet begint steeds met de berekening van de warmteverliezen van alle te verwarmen ruimten van het gebouw (zie § 4.2). Vervolgens dient de installateur over te gaan tot de plaatsbepaling van de verwarmingslichamen en de warmtegenerator, waarna hij van start kan gaan met het ontwerp van het leidingnet.

Wat de keuze van het leidingnetsysteem betreft, bestaat er geen eenduidige voorkeur. Meestal zullen de aard, de vorm, de grootte en de kenmerken van het gebouw, alsook het feit of men te maken heeft met een bestaand gebouw of een nieuwbouw in deze context bepalend zijn.

De onderlinge verbinding van de verwarmingslichamen of de verbinding van de verwarmingslichamen met de warmtegenerator kan op verschillende manieren gebeuren: parallel volgens een boomstructuur (bv. tweepijpsinstallaties), parallel vanuit een centraal verdeelpunt (bv. collectorsystemen), in serie (bv. sommige eenpijpsinstallaties, Tichelmannkringen) ...

Ongeacht het gekozen leidingnetsysteem zal men er echter steeds voor moeten zorgen dat het ontwerp ervan zoveel mogelijk beantwoordt aan de volgende stelregels:

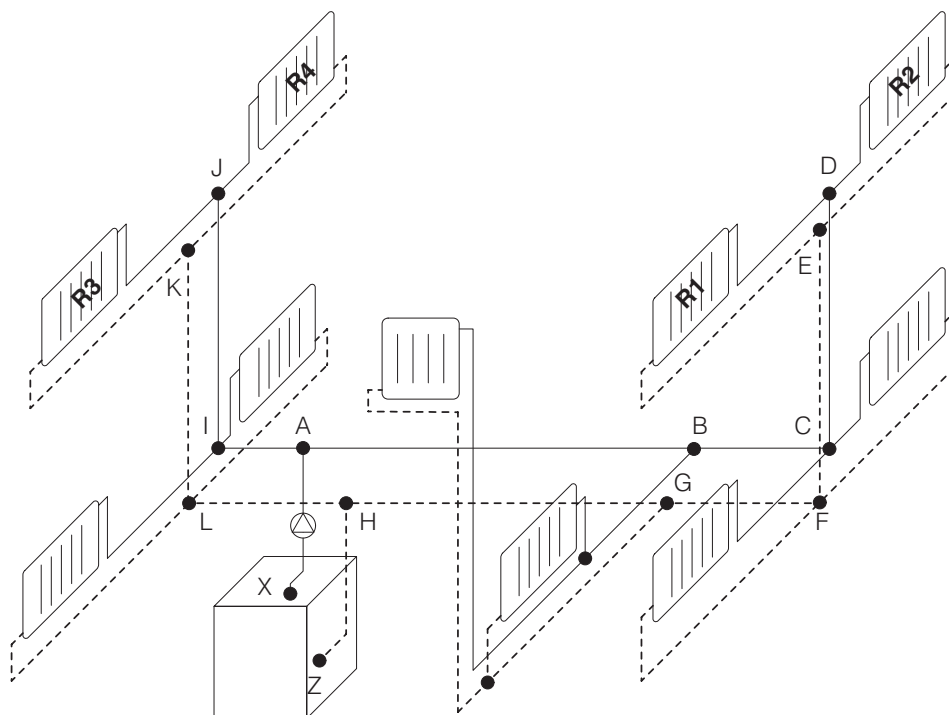
- het leidingnet moet in aparte verwarmingskringen opgesplitst worden om rekening te houden met:
 - de mogelijke aanwezigheid van warmteafgiftesystemen met verschillende watertemperaturen (bv. radiatoren en vloerverwarming)

- het feit dat er voor bepaalde zones specifieke eisen kunnen gelden (bv. regeling per gevel om de warmtewinsten door bezonning in rekening te kunnen brengen, regeling per zone om verschillende gebruikspatronen toe te laten ...)
- het leidingnet dient zo kort mogelijk te zijn teneinde de lineaire drukverliezen te beperken, dient zo min mogelijk plaatselijke drukverliezen te vertonen (hulpstukken, bochtstukken ...) en dient gekenmerkt te zijn door evenwichtige leidingdiameters (niet te groot en niet te klein) teneinde de totale drukverliezen, het energieverbruik en de kostprijs van de installatie binnen de perken te houden
- het tracé van het leidingnet dient zo evenwichtig mogelijk opgebouwd te worden om de gelijkmatige spreiding van de waterdebieten toe te laten en de hydraulische regeling van de installatie te vergemakkelijken. Hiertoe kunnen bij het ontwerp de volgende voorzorgen genomen worden:
 - het voorzien van symmetrische netwerken met centraal opgestelde kolommen
 - de evenwichtige spreiding van de verwarmingslichamen over de verschillende takken van de installatie
 - het vermijden van lange rijen op eenzelfde aftakking geplaatste verwarmingslichamen (eventueel kan het principe van de Tichelmannkring toegepast worden, zie § 7.6)
- men dient ervoor te zorgen dat er in het tracé van het leidingnet geen onoverkomelijke of ondoordringbare obstakels of hindernissen (trappen, deuren, steunbalken ...) voorkomen
- het leidingnet dient voldoende afsluitkranen te bevatten om een gesectioneerde afsluiting van bepaalde takken van het leidingnet toe te laten
- het leidingnet zou in de mate van het mogelijke vrij moeten zijn van hoge punten (risico op luchtophoping) en/of van lage punten waarin het water zou kunnen blijven staan (volledige lediging onmogelijk). Zo niet, dienen er extra ontluchttingsmogelijkheden en/of aflatkranen voorzien te worden
- het leidingnet moet zich zoveel mogelijk binnen het beschermde volume van het gebouw bevinden. Het gedeelte dat buiten het beschermde volume gelegen is, moet zo kort mogelijk gehouden worden en bovendien degelijk geïsoleerd worden (zie § 3.4.3).

7.3 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN EEN TWEEPIJPSINSTALLATIE

7.3.1 PRINCIPESHEMA EN DEFINITIES

In afbeelding 24 wordt het prinsipeschema van een gewone tweepijpsinstallatie met radiatoren (of convectoren) weergegeven, waarin de vertrekleidingen in volle lijn en de retourleidingen in stippellijn getekend zijn.



Afb. 24 Prinsipeschema van een tweepijpsinstallatie.

Inzake terminologie kunnen voor wat betreft de opbouw en de samenstelling van een dergelijke verwarmingsinstallatie de volgende begrippen gedefinieerd worden:

- knooppunt: punt in de installatie waar de debieten hetzij verdeeld of gesplitst worden (bv. de knooppunten A, B, C en D), hetzij samenvloeien of verzameld worden (bv. de knooppunten E, F, G en H)
- buisstuk: verbindingsbuis tussen twee knooppunten (bv. AB, BC, CD ...)
- radiatoraansluiting: buisstukken (vertrek en retour) die de verschillende verwarmingslichamen verbinden met de knooppunten (bv. de aansluiting D-R2-E)
- radiatorkring: het geheel van buisstukken (vertrek en retour) dat, vertrekkend vanaf de aansluiting op de stookketel of collector, de verschillende verwarmingslichamen van de installatie in een gesloten kring bedient. Voor radiator R2 loopt de kring bijvoorbeeld van punt X (ketelaansluiting) over de knooppunten A, B, C en D naar de radiator, en terug naar de ketel over de knooppunten E, F, G, H en Z
- verwarmingskring: het geheel van radiatorkringen die vertrekken vanuit een gemeenschappelijke aansluiting (zijnde de stookketel of een collector). Zo kunnen twee verschillende gevels bediend worden door twee aparte verwarmingskringen (met een aparte pomp). Afbeelding 24 bevat slechts een verwarmingskring, die bediend wordt door een pomp en die vertrekt vanuit de stookketel
- installatie: het geheel van verwarmingskringen die bediend worden vanuit dezelfde ketel (in afbeelding 24 vallen de verwarmingskring en de installatie samen).

7.3.2 BEREKENING VAN DE WATERDEBIETEN EN DE WATERSNELHEDEN

7.3.2.1 BEPALING VAN DE WATERDEBIETEN

De dimensionering van een verwarmingsinstallatie met warm water omvat steeds een berekening van de nodige waterdebieten in alle buisstukken van het leidingnet.

De debieten in de vertrek- en retourleidingen worden respectievelijk bepaald als de som van de debieten die door alle stroomafwaarts of stroomopwaarts gelegen verwarmingslichamen stromen en zijn dus afhankelijk van het totale vermogen van alle verwarmingslichamen die door het betrokken buisstuk gevoed worden.

7.3.2.2 WATERDEBIET DOOR EEN VERWARMINGSLICHAAM

Het waterdebiet dat door een in een tweepijpsinstallatie geplaatst verwarmingslichaam stroomt (zie afbeelding 25, p. 90), kan berekend worden volgens de volgende formule:

$$q_{m,rad} = \frac{\Phi \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{w,r})} \quad (\text{kg/h}) \quad (7.1)$$

waarbij:

$q_{m,rad}$: het waterdebiet door de radiator (in kg/h)

Φ : het werkelijk afgegeven vermogen van de radiator (in W)

3600: een conversiefactor (in s/h)

c: de specifieke warmtecapaciteit van water, volgens tabel A.1 (p. 226) uit bijlage A (in J/kg.K)

$\theta_{w,i}$: de ontwerpvertrekwatertemperatuur (aan de ingang van de radiator) (in °C)

$\theta_{w,r}$: de ontwerpreturnwatertemperatuur (aan de uitgang van de radiator) (in °C).

VOORBEELD

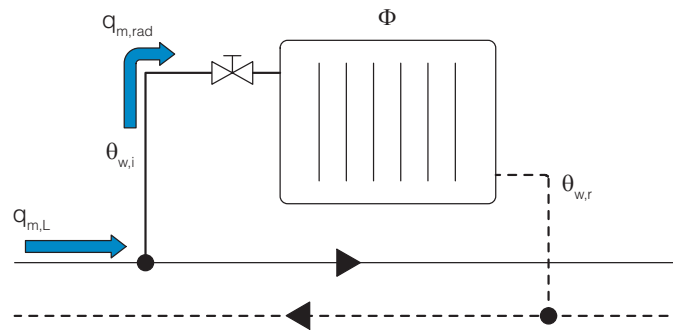
Indien het verschil tussen de vertrek- en de retourwatertemperatuur 20 K bedraagt en de gemiddelde watertemperatuur gelijk is aan 70 °C, zal het volgens formule (7.1) berekende waterdebiet in een radiator met een genormaliseerde warmteafgifte van $\Phi_n = 2500 \text{ W}$ (= Φ) gelijk zijn aan:

$$q_{m,rad} = \frac{2500 \cdot 3600}{4190 \cdot 20} = 107,4 \text{ kg/h.}$$

In dit voorbeeld is de specifieke warmtecapaciteit van water c gelijk aan 4190 J/kg.K voor een watertemperatuur $\theta_{w,m}$ van 70 °C (zie tabel A.1, p. 226).

NOOT 21

Tenzij anders gespecificeerd, dienen alle waterdebieten in dit document beschouwd te worden als massadebieten, d.w.z. uitgedrukt in de eenheid (kg/h). In de technische documentatie van de verwarmingsapparatuur kan het waterdebiet echter ook uitgedrukt worden in andere eenheden (m³/h, l/h ...). Daarom zijn er in bijlage E (p. 239) een aantal praktische conversietabellen voor de eenheden van debiet, druk, vermogen en energie opgenomen.



Afb. 25 Radiator in een tweepijpsinstallatie.

7.3.2.3 WATERDEBIET DOOR BUISSTUKKEN ZONDER VERWARMINGSLICHAAM

Het waterdebiet door buisstukken (zowel vertrek- als retourleidingen) die geen verwarmingslichaam bevatten ($q_{m,L}$), is gelijk aan de som van de debieten van alle nog te voeden of stroomafwaarts gelegen verwarmingslichamen ($q_{m,rad}$) (zie afbeelding 25):

$$q_{m,L} = \sum q_{m,rad} \quad (\text{kg/h}). \quad (7.2)$$

7.3.2.4 BEREKENING VAN DE WATERSNELHEID IN DE BUISSTUKKEN

De watersnelheid in de buisstukken is een belangrijke parameter die bij het ontwerp van een installatie niet alleen gebruikt wordt voor de berekening van de plaatselijke drukverliezen (zie § 7.3.5), maar ook dient als criterium (geluidsproblemen) bij de keuze van de leidingdiameter (zie § 7.3.6.1.2).

Deze snelheid hangt niet alleen af van het waterdebiet in het betrokken buisstuk, maar ook van de binnendiameter van de gekozen buis en wordt berekend volgens de volgende formule:

$$v = \frac{q_{m,L}}{3600 \cdot \rho \cdot A_c} \quad (\text{m/s}) \quad (7.3)$$

waarbij:

v : de watersnelheid (in m/s)

$q_{m,L}$: het waterdebiet, berekend volgens formule (7.2) (in kg/h)

3600: een conversiefactor (in s/h)

ρ : de volumemassa van water (zie tabel A.1, p. 226) (in kg/m³)

A_c : de binnenoppervlakte van de doorsnede van de gekozen buis (in m²).

Aangezien de binnenoppervlakte van de buisdoorsnede uitgedrukt kan worden in functie van de binnendiameter (D_i) van de buis ($A_c = \pi \cdot D_i^2 / 4$), kan formule (7.3) herleid worden tot de volgende praktische formule:

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) \quad (\text{m/s}) \quad (7.4)$$

waarin D_i de binnendiameter van de buis voorstelt (in m).

In de praktijk kan men de watersnelheid ook benaderend aflezen uit tabellen waarin de drukverliezen en de watersnelheden uitgedrukt worden in functie van de gebruikte buisdiameter (zie de tabellen A.3 tot A.7 uit bijlage A, pp. 227-231).

VOORBEELD

We beschouwen een buisstuk met een berekend waterdebiet ($q_{m,L}$) van 382 kg/h. Indien dit buisstuk een stalen buis is met een nominale diameter DN15 (1/2") en een binnendiameter D_i van 0,016 m (zie tabel A.3, p. 227), dan kan de watersnelheid (bij een watertemperatuur van 70 °C) als volgt berekend worden:

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) = \frac{382}{977,7 \cdot 0,016^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) = 0,54 \text{ m/s.}$$

7.3.3 BEREKENING VAN DE TOTALE DRUKVERLIEZEN

7.3.3.1 TOTALE DRUKVERLIEZEN VAN EEN BUISSTUK

De totale drukverliezen van een buisstuk (Δp) kunnen bepaald worden als de som van de lineaire drukverliezen (Δp_L) en de plaatselijke drukverliezen (Δp_z). Dit kan gebeuren met behulp van de volgende formule:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = R \cdot L + (1/2 \cdot \rho \cdot v^2) \cdot \Sigma \zeta \quad (\text{Pa}). \quad (7.5)$$

De lineaire drukverliezen (Δp_L) worden berekend volgens de methode beschreven in § 7.3.4.

De plaatselijke drukverliezen (Δp_z) kunnen op hun beurt bepaald worden volgens de methode beschreven in § 7.3.5.

7.3.3.2 TOTALE DRUKVERLIEZEN VAN EEN RADIATORKRING

Zoals reeds gedefinieerd werd in § 7.3.1, bestaat een radiatorkring uit een geheel van opeenvolgende buisstukken, die een verwarmingslichaam in een gesloten kringloop bedienen vanuit de stookketel of de collector. De totale drukverliezen van de radiatorkring (Δp_{tot}) kunnen bepaald worden door de som te maken van de totale drukverliezen van alle buisstukken die deel uit maken van de betrokken kring.

Deze totale drukverliezen van de radiatorkring kunnen dus uitgedrukt worden door de volgende formule:

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Sigma (\Delta p) = \Sigma [\Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z)] \quad (\text{Pa}). \quad (7.6)$$

7.3.4 BEREKENING VAN DE DRUKVERLIEZEN IN RECHTE BUISSTUKKEN

7.3.4.1 LINEAIRE DRUKVERLIEZEN: ALGEMENE UITDRUKKING

Als gevolg van de stroming van het water door een rechte leiding en de wrijving van het water tegen de binnenwand ervan, kunnen er drukverliezen ontstaan. In een recht buisstuk zijn deze drukverliezen evenredig met de lengte, waardoor ze aangeduid worden als 'lineaire drukverliezen'.

Het lineaire drukverlies wordt algemeen weergegeven door de volgende formule:

$$\Delta p_L = R \cdot L \quad (\text{Pa}) \quad (7.7)$$

waarbij:

Δp_L : het lineaire drukverlies (in Pa)

R: het lineaire drukverlies per lengte-eenheid, bepaald volgens § 7.3.4.2 (in Pa/m)

L: de lengte van het buisstuk (in m).

7.3.4.2 BEPALING VAN HET LINEAIRE DRUKVERLIES PER LENGTE-EENHEID

De waarde van het lineaire drukverlies per lengte-eenheid (R-waarde uit formule (7.7)) kan nauwkeurig berekend worden aan de hand van de volgende formule:

$$R = \lambda \cdot \frac{1}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa/m}) \quad (7.8)$$

waarbij:

λ : de wrijvingscoëfficiënt van de leiding, bepaald volgens § A.2 uit bijlage A (p. 224) (-)

v : de watersnelheid in de leiding, berekend volgens uitdrukking (7.4) (in m/s)

ρ : de volumemassa van water (zie tabel A.1, p. 226) (in kg/m³)

D_i : de binnendiameter van de leiding (in m).

In de praktijk wordt de R-waarde echter meestal afgelezen uit tabellen met voorberekende lineaire-drukverlieswaarden, waarin deze voor een bepaald buismateriaal en een bepaalde buisdiameter weergegeven wordt in functie van het berekende waterdebiet en de berekende watersnelheid.

In bijlage A (p. 224) zijn er een aantal tabellen met lineaire drukverliezen opgenomen voor stalen buizen, precisiebuisen, koperen buizen en kunststofbuisen. Deze tabellen zijn geldig voor een gemiddelde watertemperatuur van 80 °C. Voor lagere watertemperaturen zullen de lineaire drukverliezen in stijgende lijn gaan, aangezien zowel de volumemassa (ρ) als de viscositeit (v) van het water groter worden en de stroming van het water minder gemakkelijk verloopt. De tabellen met lineaire drukverliezen voor de verschillende watertemperaturen worden normaalgesproken ter beschikking gesteld door de buisfabrikanten.

VOORBEELD

Indien we uitgaan van een berekend waterdebiet van 382 kg/h en een stalen buis met een nominale diameter DN20 (binnendiameter D_i van 0,0216 m), vinden we in tabel A.3 (p. 227) een R-waarde van 65 Pa/m (watersnelheid $v = 0,3$ m/s). Voor een buisstuk van 10 meter lang, zal het lineaire drukverlies dan ook gelijk zijn aan:

$$\Delta p_L = 65 \times 10 = 650 \text{ Pa.}$$

Indien men opteert voor een kleinere buisdiameter (bv. DN15), dan vinden we voor hetzelfde waterdebiet en in dezelfde tabel de volgende waarden terug: $R = 280$ Pa/m en $v = 0,54$ m/s. Het corresponderende lineaire drukverlies is dan gelijk aan:

$$\Delta p_L = 280 \times 10 = 2800 \text{ Pa.}$$

De keuze voor een kleinere diameter doet de watersnelheid dus bijna verdubbelen ($\times 1,8$), terwijl het lineaire drukverlies toeneemt met een factor 4,3. Hierdoor komt duidelijk naar voren dat de juiste keuze van de buisdiameters niet alleen een belangrijke impact heeft op de berekende drukverliezen in de buisstukken, maar ook op de latere keuze van de pomp (en het energieverbruik).

7.3.5 DRUKVERLIEZEN TEN GEVOLGE VAN PLAATSELIJKE WEERSTANDEN

7.3.5.1 PLAATSELIJKE DRUKVERLIEZEN: ALGEMENE UITDRUKKING

Naast de lineaire drukverliezen in de rechte buisstukken treden er in het buisennet ook bijkomende drukverliezen op als gevolg van de weerstand die de waterstroom ondervindt bij veranderingen van stroomrichting en/of van watersnelheid. Dit gebeurt voornamelijk ter hoogte van:

- bochten, diameterovergangen en aftakkingen in het verdeelnet
- hulpstukken zoals collectoren en afsluit-, meng- of regelkranen
- apparaten zoals verwarmingslichamen, ketels, filters, batterijen, warmtewisselaars ...

De grootte van deze plaatselijke drukverliezen kan enkel proefondervindelijk bepaald worden en wordt begroot door een dimensieloze plaatselijke drukverliescoëfficiënt ζ .

Indien de ζ -waarde gekend is, kan het drukverlies ten gevolge van de plaatselijke weerstand berekend worden aan de hand van de volgende formule:

$$\Delta p_z = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (7.9)$$

waarbij:

Δp_z : het plaatselijke drukverlies (in Pa)

ζ : de plaatselijke drukverliescoëfficiënt (volgens § 7.3.5.2) (-)

ρ : de volumemassa van water (volgens tabel A.1, p. 226) (in kg/m³)

v : de snelheid van het water, berekend volgens § 7.3.2.4 (in m/s).

7.3.5.2 DRUKVERLIESCOËFFICIËNTEN VAN HULPSTUKKEN EN APPARATEN

De ζ -waarden van de installatieonderdelen (hulpstukken, apparaten ...) worden proefondervindelijk bepaald en zijn sterk afhankelijk van het gekozen product.

Voor apparaten zoals ketels en radiatoren verdient het aanbeveling om bij de berekeningen rekening te houden met de werkelijke ζ -waarde die opgegeven wordt door de fabrikant. In tabel B.3 (p. 234) uit bijlage B zijn er een aantal richtwaarden voor een beperkt gamma apparaten opgegeven. Voor radiatorcranken wordt er een specifieke rekenwijze voorgesteld in § 7.3.5.3.

Gelet op de grote verscheidenheid aan hulpstukken wordt er bij de berekeningen meestal gebruikgemaakt van gemiddelde ζ -waarden, afkomstig uit praktische tabellen. In bijlage B worden bijvoorbeeld een aantal richtwaarden gegeven voor de gemiddelde drukverliescoëfficiënten in bochten en aftakkingen enerzijds (tabel B.1, p. 233) en aan diameterovergangen anderzijds (tabel B.2, p. 234).

7.3.5.3 BEPALING VAN DE DRUKVERLIESCOËFFICIËNT VAN RADIATORCRANEN

7.3.5.3.1 DRUKVERLIESCOËFFICIËNT EN k_v -WAARDE

Naargelang van de aard, de constructie en de werking van de radiatorcranken kan het gecreëerde plaatselijke drukverlies sterk verschillend zijn. Zo vertonen thermostaatcranken doorgaans een ζ -waarde die een stuk hoger ligt dan deze van handbediende cranken.

Het is dan ook sterk aanbevolen om gepaste ζ -waarden te gebruiken bij de bepaling van het plaatselijke drukverlies van de gekozen radiatorkraan. Hiertoe kan men een beroep doen op de technische documentatie van de fabrikant van het betrokken apparaat, waarin er in de regel drukverliesdiagrammen (zie § 7.3.5.3.2) en/of proefondervindelijk bepaalde k_v -waarden (zie § 7.3.5.3.3) opgenomen zijn, die bekomen werden volgens een genormaliseerde proefmethode.

NOOT 22

In dit document wordt verondersteld dat de gepaste radiatorkraan geplaatst wordt. We gaan er met andere woorden vanuit dat de aansluitdiameter van de kraan overeenstemt met de buisdiameter.

7.3.5.3.2 BEPALING VAN DE ζ -WAARDE OP BASIS VAN HET DRUKVERLIESDIAGRAM

Het drukverliesdiagram van een radiatorkraan geeft het verloop van het drukverlies over de kraan Δp_z weer (ook aangeduid als de differentieeldruk), in functie van het waterdebiet doorheen de kraan. Het diagram kan meerdere curven bevatten, die overeenstemmen met:

- de verschillende aansluitdiameters (gewoonlijk DN10 (3/8"), DN15 (1/2") en DN20 (3/4"))
- de verschillende instelstanden van de voorregeling: bij de bepaling van de drukverliescoëfficiënt dient men rekening te houden met de instelstand die overeenstemt met een volledig geopende voorregeling. We willen er evenwel op wijzen dat er bij veel thermostaatcranken geen voorregeling aanwezig is (slechts een curve).

Aangezien de verhouding tussen het debiet en het drukverlies een exponentiële relatie is (zie verder), vertonen de diagrammen in de regel een logaritmische schaalverdeling, zodanig dat de drukverliescurven als rechten voorgesteld kunnen worden (zie afbeelding 26, p. 94).

■ Bepaling van de ζ -waarde

Het plaatselijke drukverlies in een radiatorkraan kan begroot worden door de volgende uitdrukking:

$$\Delta p_z = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (\text{Pa}) \quad (7.10)$$

waarbij:

Δp_z : het plaatselijke drukverlies in de kraan (in Pa)

ζ : de drukverliescoëfficiënt van de kraan (-)

ρ : de volumemassa van water (volgens tabel A.1, p. 226) (in kg/m^3)

v : de watersnelheid in het buisstuk dat de kraan bevat (in m/s). Deze kan berekend worden aan de hand van de volgende formule:

$$v = \frac{q_{m,L}}{\rho \cdot D_i^2} \cdot (3,54 \cdot 10^{-4}) \quad (\text{m/s}) \quad (7.11)$$

waarin:

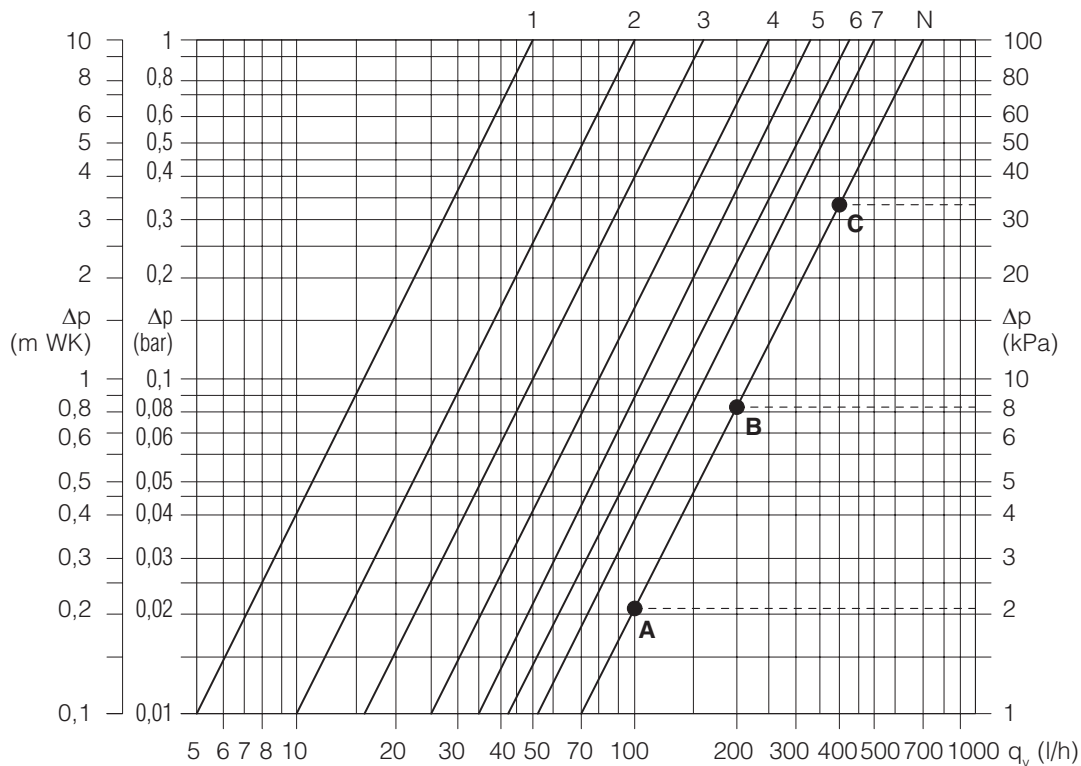
$q_{m,L}$: het waterdebiet door het buisstuk dat de kraan bevat (in kg/h)

D_i : de binnendiameter van het buisstuk (in m).

Uit formule (7.10) volgt ten slotte dat $\zeta = \frac{2 \cdot \Delta p_z}{\rho \cdot v^2}$ (-). (7.12)

■ Praktisch voorbeeld (afbeelding 26 en tabel 20)

We nemen het voorbeeld van afbeelding 26 dat de drukverliescurven voor een thermostaatkraan met een nominale diameter DN15 (1/2") bevat. De grafiek stelt acht verschillende curven voor: zeven die overeenkomen met een aantal instelwaarden van de voorregeling en een die de volledig geopende voorregeling betreft (curve N).



1, 2, 3, 4, 5, 6 en 7: instelstanden van de voorregeling
N: volledig geopende voorregeling

Afb. 26 Drukverliesdiagram voor een thermostaatkraan met een nominale diameter DN15 (1/2").

Teneinde de ζ -waarde te bepalen, gaat men als volgt tewerk:

- in het diagram met de drukverliescurven van de betrokken radiatorkraan kiest men op de curve die overeenkomt met de volledig geopende voorregeling (curve N) een drietal punten waarvoor men de coördinaten noteert van het waterdebiet (volumedebiet q_v of massadebiet q_m naargelang van het geval) en het drukverlies (Δp_z)

- voor elk aldus genoteerd waterdebiet berekent men vervolgens de snelheid v volgens formule (7.11) en de overeenkomstige ζ -waarde volgens formule (7.12). Hierbij wordt verondersteld dat de thermostaatkraan aangesloten is op een buisstuk met een nominale diameter DN15 of een binnendiameter D_i van 0,016 m
- ten slotte becijfert men het rekenkundige gemiddelde van de hiervoor bepaalde ζ -waarden.

De gemiddelde ζ -waarde van de thermostaatkraan uit het voorbeeld is gelijk aan 220.

Tabel 20 Bepaling van de ζ -waarde voor de volledig geopende voorregeling.

Punt (1)	q_v (l/h) (2)	q_m (kg/h) (3)	Δp_z (Pa) (4)	v (m/s) (5)	ζ (-) (6)
A	100	97,16	2100	0,14	220,55
B	200	194,32	8200	0,28	215,30
C	400	388,64	33000	0,55	224,56
Gemiddelde ζ -waarde					220

(1) Drie willekeurige punten die gekozen werden op de curve N.
 (2) Het volumedebiet voor de drie voormelde punten, afgelezen op het diagram.
 (3) Het overeenkomstige massadebiet, berekend volgens de formule $q_m = q_v \cdot \rho$, waarbij ρ de volumemassa volgens tabel A.1 (p. 226) voorstelt.
 (4) Het plaatselijke drukverlies, afgelezen op het diagram.
 (5) De watersnelheid, berekend volgens uitdrukking (7.11).
 (6) De drukverliescoëfficiënt, berekend volgens uitdrukking (7.12).

7.3.5.3.3 BEPALING VAN DE ζ -WAARDE OP BASIS VAN DE k_v -WAARDE

■ Definitie van de k_v - en de k_{vs} -waarde

De k_v -waarde van een kraan duidt het waterdebiet (uitgedrukt in m^3/h) met een volumemassa van 1000 kg/m^3 aan dat deze kraan doorstroomt bij een drukval van 1 bar (of 100 kPa). Indien de kraan voorzien is van een voorregeling met verschillende instelstanden, kan er voor elk ervan een aparte k_v -waarde bepaald worden. De k_v -waarde die overeenkomt met een volledig geopende voorregeling wordt de k_{vs} -waarde genoemd.

In tabel 21 zijn de k_v - en de k_{vs} -waarden voorgesteld van een thermostaatkraan met een nominale diameter DN10 (3/8") en DN15 (1/2") (overeenkomstig het drukverliesdiagram van afbeelding 26). In de technische documentatie van de fabrikanten vindt men in de regel gelijkaardige tabellen terug.

Tabel 21 k_v - en k_{vs} -waarden van een thermostaatkraan uit de handel.

Type	k_v -waarden (m^3/h)							k_{vs} -waarden (m^3/h)
	1	2	3	4	5	6	7	N
DN10 (3/8")	0,05	0,10	0,16	0,23	0,28	0,33	0,40	0,55
DN15 (1/2")	0,05	0,10	0,16	0,25	0,34	0,43	0,51	0,70

■ Relatie tussen de k_v - en de ζ -waarden

Rekening houdend met de hiervoor gegeven definitie van de k_{vs} -waarde kan de relatie tussen het drukverlies en de k_{vs} -waarde begroot worden aan de hand van de volgende formule:

$$\Delta p_z = \Delta p_n \cdot \frac{\rho}{\rho_n} \cdot \left(\frac{q_v}{k_{vs}} \right)^2 \quad (\text{Pa}) \quad (7.13)$$

waarbij:

- Δp_z : het plaatselijke drukverlies over de kraan (in Pa)
- Δp_n : het gestandaardiseerde drukverlies (10^5 Pa of 1 bar)
- ρ : de volumemassa van water (in kg/m^3)
- ρ_n : de genormaliseerde volumemassa van het water (1000 kg/m^3)
- q_v : het waterdebiet (in m^3/h)
- k_{vs} : de k_v -waarde van de kraan bij volledig geopende voorregeling (in m^3/h).

Door de formules (7.10), (7.11) en (7.12) te combineren, kunnen we na enig rekenwerk komen tot de volgende relatie tussen de ζ -waarde en de k_{vs} -waarde en dit, in functie van de binnendiameter D_i van het buisstuk waarop de thermostaatkraan aangesloten is:

$$\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{D_i^4}{k_{vs}^2} \quad (-). \quad (7.14)$$

VOORBEELD

Indien we uitgaan van de k_{vs} -waarden uit tabel 21 (0,55 m³/h voor DN10 en 0,70 m³/h voor DN15) en in de veronderstelling dat deze kranen respectievelijk aangesloten zijn op een buisstuk DN10 met een binnendiameter D_i van 0,0125 m en op een buisstuk DN15 met een binnendiameter D_i van 0,016 m, vinden we dat:

- voor DN10 (3/8"): $\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,0125^4}{0,55^2} = 129$
- voor DN15 (1/2"): $\zeta = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{0,016^4}{0,7^2} = 214$.

■ Drukverliescoëfficiënten en k_{vs} -waarden van enkele radiatorkranen (informatief)

Ter informatie worden in de tabellen 22 en 23 de drukverliescoëfficiënten en k_{vs} -waarden van een aantal courante radiatorkranen voor twee- en eenpijpsinstallaties opgegeven. Hieruit blijkt duidelijk dat de ζ -waarden zeer uiteenlopend kunnen zijn naargelang van het beschouwde kraanmodel en de gekozen aansluitdiameter. Het is met andere woorden zeer belangrijk om te werken met correcte ζ -waarden.

Tabel 22 Drukverliescoëfficiënten en k_{vs} -waarden van thermostaatkranen uit de handel voor tweepijpsinstallaties.

Merk (*)	DN10 (3/8")		DN15 (1/2")		DN20 (3/4")	
	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)
Merk 1	0,55	129	0,70	214	1,00	348
Merk 2	0,42	221	0,42	594	0,42	1979
Merk 3	0,69	82	0,69	220	0,69	731
Merk 4	0,85	54	0,85	145	0,85	482
Merk 5	0,80	61	0,80	164	0,90	430
Merk 6	0,39	257	0,41	624	0,48	1511
Merk 7	0,60	108	0,60	291	0,95	386
Merk 8	0,65	92	0,90	129	1,05	316
Merk 9	0,36	301	0,62	273	0,89	440
Merk 10	0,50	156	0,75	186	0,95	386

(*) De gekozen kranen zijn haakse modellen, voorzien van een voorregeling. De k_{vs} -waarden voor de volledig geopende voorregeling werden onttrokken uit de technische documentatie van de fabrikant.

Tabel 23 Drukverliescoëfficiënten en k_{vs} -waarden van thermostaatkranen uit de handel voor eenpijpsinstallaties.

Merk (*)	15 x 1		16 x 1		18 x 1	
	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)	k_{vs} (m ³ /h)	ζ (-)
Merk 11	2,5	7,3	2,5	9,8	2,5	16,8
Merk 12	2,39	8	2,39	10,8	2,39	18,4
Merk 13	1,71	15,6	1,71	21,0	1,71	35,8
Merk 14	1,69	16,0	1,69	21,5	1,69	36,7
Merk 15	1,7	15,8	1,7	21,3	1,7	36,3
Merk 16	2	11,4	2	15,4	2	26,2

(*) De gekozen kranen zijn modellen met een voedingsfactor van 50 %. De k_{vs} -waarden werden onttrokken uit de technische documentatie van de fabrikant.

7.3.5.4 INVLOED VAN DE THERMOSIFONWERKING VAN HET INSTALLATIEWATER

7.3.5.4.1 THERMOSIFONDRUK

Naast het totale drukverlies, berekend volgens formule (7.6), kan de radiatorkring een bijkomende meewerkende of tegenwerkende druk ondervinden ten gevolge van de thermosifonwerking van het installatiewater.

Deze bijkomende druk ontstaat ten gevolge van het massaverschil tussen het warme vertrekwater en het afgekoelde retourwater. Naargelang van het geval kan dit drukverschil de pompcirculatie bevorderen of tegenwerken, zodanig dat men dit verschijnsel al dan niet in aanmerking dient te nemen bij de dimensionering van de radiatorringen in de installatie.

De grootte van de bijkomende druk ten gevolge van de thermosifonwerking is enerzijds afhankelijk van het temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater en anderzijds van het grootste hoogteverschil tussen de middellijn van de radiator op de betrokken kring en de middellijn van de ketel.

De thermosifondruk van een radiatorkring kan bepaald worden door de volgende uitdrukking:

$$\Delta p_s = g \cdot \Delta h \cdot (\rho_r - \rho_i) \quad (\text{Pa}) \quad (7.15)$$

waarbij:

Δp_s : de bijkomende druk ten gevolge van de thermosifonwerking (in Pa)

g : de valversnelling door de zwaartekracht (9,81 m/s²)

Δh : het hoogteverschil tussen de radiator en de ketel (in m)

ρ_r : de volumemassa van het retourwater (in kg/m³)

ρ_i : de volumemassa van het vertrekwater (in kg/m³).

VOORBEELD

Indien we uitgaan van de volgende waarden:

- Δh (hoogteverschil) = 6 m
 - $\rho_r = 983,2 \text{ kg/m}^3$ (water op 60 °C, zie tabel A.1, p. 226)
 - $\rho_i = 971,8 \text{ kg/m}^3$ (water op 80 °C, zie tabel A.1, p. 226)
- zal de bijkomende druk ten gevolge van de thermosifonwerking Δp_s gelijk zijn aan:
 $9,81 \cdot 6 \cdot (983,2 - 971,8) = 671 \text{ Pa}$.

NOOT 23

In een afgekoelde installatie is de watertemperatuur overal gelijk en is er dan ook geen verschil tussen de volumemassa's van het vertrek- en het retourwater. Dit betekent dat er in dit geval ook geen thermosifondruk is en dat $\Delta p_s = 0$.

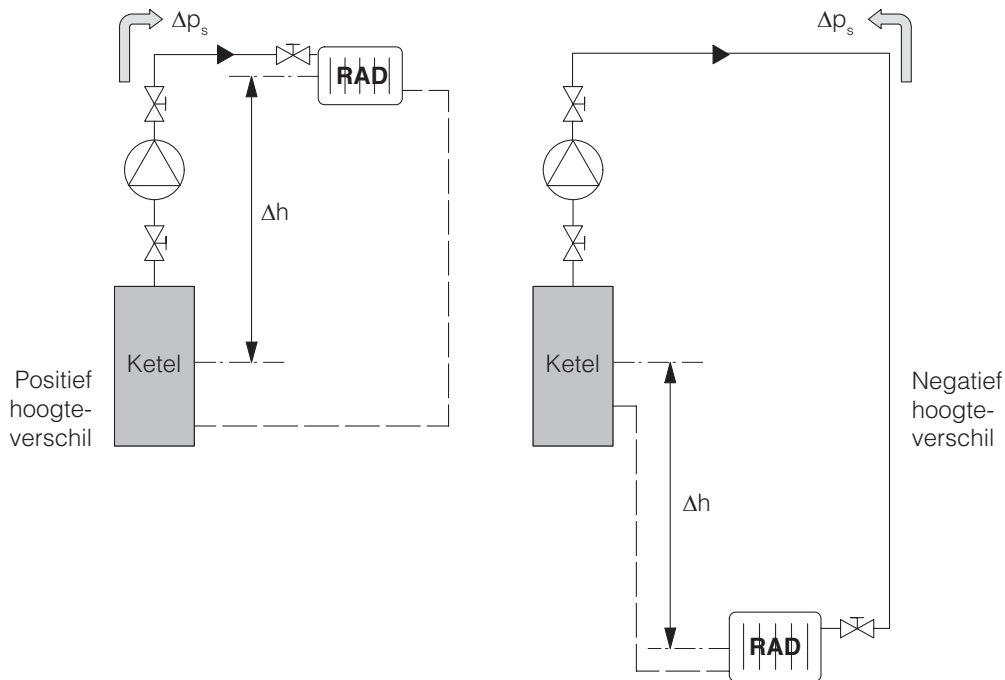
7.3.5.4.2 MEEWERKENDE EN TEGENWERKENDE THERMOSIFONDRUK

Bij een positief hoogteverschil Δh (d.w.z. indien de radiator boven het peil van de ketel gelegen is, zie afbeelding 27, p. 98) zal de watercirculatie ten gevolge van de thermosifondruk meewerken met de pompcirculatie en bijgevolg zorgen voor een verlaging van de nodige pompdruk (Δp_p) voor de radiator in kwestie. De pomp zal in dit geval dus een minder grote druk moeten uitoefenen. Deze lagere pompdruk wordt dan bepaald door de berekende totale drukverliezen van de betrokken radiatorkring (Δp_{tot}) te verminderen met de thermosifondruk (Δp_s):

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{tot} - \Delta p_s \quad (\text{Pa}). \quad (7.16)$$

Bij een negatief hoogteverschil (d.w.z. indien de radiator onder het peil van de ketel gelegen is, zie afbeelding 27, p. 98) zal de thermosifondruk de pompcirculatie tegenwerken, waardoor de vereiste pompdruk zal verhogen. Men zal in dit geval dus moeten opteren voor een grotere pomp, waarvan de pompdruk bepaald wordt door de drukverliezen van de radiatorkring te vermeerderen met de thermosifondruk:

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{tot} + \Delta p_s \quad (\text{Pa}). \quad (7.17)$$



Afb. 27 In rekening te brengen hoogteverschil ten gevolge van de thermosifonwerking.

7.3.5.4.3 DE THERMOSIFONWERKING IN DE PRAKTIJK

Bij de keuze van een pomp kan de thermosifondruk in de praktijk verwaarloosd worden indien alle radiatoren boven het peil van de ketel opgesteld zijn.

In voorkomend geval zal de nodige pompdruk bepaald worden op basis van de volgende formule:

$$\Delta p_p \geq \Delta p_{\text{tot}} \quad (\text{Pa}). \quad (7.18)$$

Indien er een zeer groot positief hoogteverschil vastgesteld wordt (met als stelregel: $\Delta h \geq 30$ m), dient men echter wel terug te grijpen naar formule (7.16).

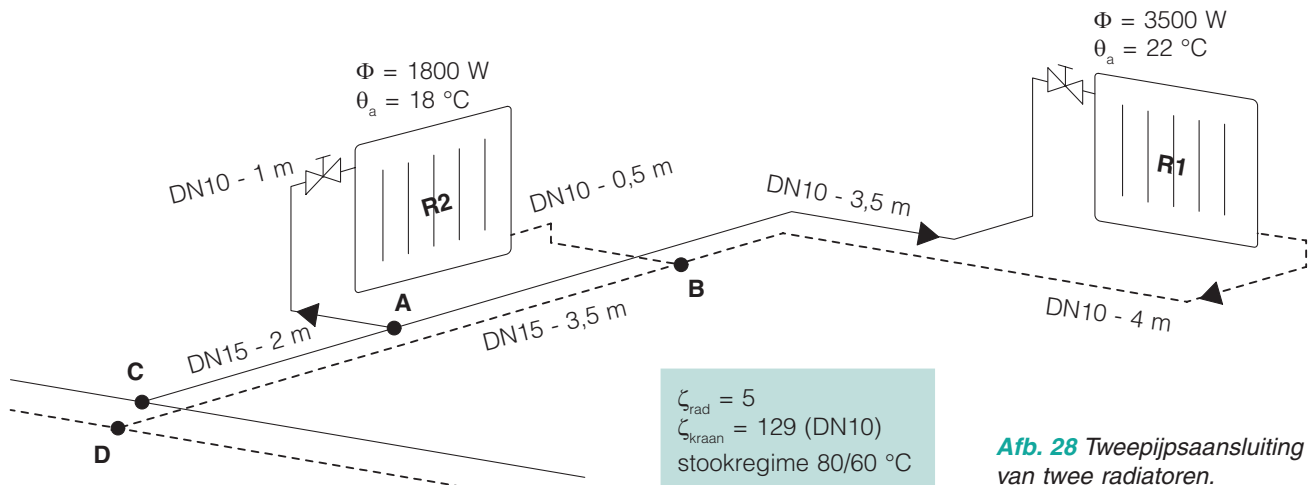
Indien alle of een deel van de radiatoren onder het peil van de ketel opgesteld zijn (bv. bij een dakopstelling van de ketel), dient men steeds rekening te houden met de thermosifondruk en wordt de nodige pompdruk bepaald volgens formule (7.17), waarbij Δh gelijkgesteld wordt aan het grootste negatieve hoogteverschil.

7.3.5.5 VOORBEELD VAN EEN DRUKVERLIESBEREKENING VAN TWEE RADIATOR-KRINGEN

In afbeelding 28 (p. 99) wordt de tweepijpsaansluiting van twee radiatoren (R1 en R2) weergegeven, die gevoed worden vanuit een gemeenschappelijke vertrek- en retourleiding (aansluitpunten C en D). Alle informatie, nodig voor de berekening van de totale drukverliezen van beide radiatorringen, is op de afbeelding vermeld.

Ter bepaling van de drukverliezen van deze twee radiatorringen gaat men als volgt tewerk:

- men start met de berekening van de waterdebieten voor alle buisstukken die deel uitmaken van beide radiatorringen: (C-A-R1-B-D) en (C-A-R2-B-D)
- aan de hand van de passende drukverliestabel uit bijlage A (p. 224) worden vervolgens voor al deze buisstukken de geschikte buisdiameters gekozen (zie hiervoor § 7.3.6) en worden de overeenkomstige lineaire drukverliezen per lengte-eenheid (R-waarde) en de watersnelheid afgeleid
- ten slotte kan men overgaan tot de berekening van de lineaire, de plaatselijke en de totale drukverliezen voor beide radiatorringen.



Afb. 28 Tweepijpsaansluiting van twee radiatoren.

REKENVOORBEELD

■ Berekening van de debieten en de lineaire drukverliezen van de buisstukken

□ Voor de aansluiting van radiator 1 (buisstukken A-R1-B)

- Nodig vermogen: $\Phi_1 = 3500 \text{ W}$
- Waterdebiet volgens formule (7.1):

$$q_{m,R1} = \frac{\Phi_1 \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,i} - \theta_{w,r})} = \frac{3500 \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 60)} = 150,4 \text{ kg/h}$$

- Rekening houdend met tabel A.3 (p. 227) en met het berekende debiet van 150,4 kg/h kan men voor een stalen buis met een nominale diameter DN10 (3/8") de volgende R- (lineair drukverlies per lengte-eenheid) en v-waarden (watersnelheid) afleiden:
 - $R = 170 \text{ Pa/m}$
 - $v_1 = 0,35 \text{ m/s}$
- Buislengte (volgens plan): $L = 3,5 + 4 = 7,5 \text{ m}$
- Het lineaire drukverlies wordt dus: $\Delta p_L = R \cdot L = 170 \cdot 7,5 = 1275 \text{ Pa}$

□ Voor de aansluiting van radiator 2 (buisstukken A-R2-B)

- Nodig vermogen: $\Phi_2 = 1800 \text{ W}$
- Waterdebiet volgens formule (7.1):

$$q_{m,R2} = \frac{1800 \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 60)} = 77,3 \text{ kg/h}$$

- Rekening houdend met tabel A.3 (p. 227) en met het berekende debiet van 77,3 kg/h kan men voor een stalen buis met een nominale diameter DN10 (3/8") de volgende R- (lineair drukverlies per lengte-eenheid) en v-waarden (watersnelheid) afleiden:
 - $R = 50 \text{ Pa/m}$
 - $v_2 = 0,18 \text{ m/s}$
- Buislengte (volgens plan): $L = 1 + 0,5 = 1,5 \text{ m}$
- Het lineaire drukverlies wordt dus: $\Delta p_L = R \cdot L = 50 \cdot 1,5 = 75 \text{ Pa}$

□ Voor de voedende buisstukken (buisstukken AC + BD)

- Som van de waterdebieten van beide radiatoren:

$$q_{m,AC,BD} = 150,4 + 77,3 = 227,7 \text{ kg/h}$$

- Rekening houdend met tabel A.3 (p. 227) en met dit gecumuleerde waterdebiet van 227,7 kg/h kan men voor een buis met een nominale diameter DN15 (1/2") de volgende R- (lineair drukverlies per lengte-eenheid) en v-waarden (watersnelheid) afleiden:
 - $R = 110 \text{ Pa/m}$
 - $v_3 = 0,32 \text{ m/s}$
- Buislengte (volgens plan): $L = 2 + 3,5 = 5,5 \text{ m}$
- Het lineaire drukverlies wordt dus: $\Delta p_L = R \cdot L = 110 \cdot 5,5 = 605 \text{ Pa}$

(vervolg op p. 100)

■ Berekening van de plaatselijke en de totale drukverliezen van de buisstukken

□ Voor de aansluiting van radiator 1 (buisstukken A-R1-B)

- Plaatselijke drukverliescoëfficiënten:
 - aftakking (knooppunt A - splitsend): $v_1/v_3 = 0,35 : 0,32 \approx 1 \Rightarrow \zeta_1 = 0$ (tabel B.1, p. 233)
 - aftakking (knooppunt B - verzamelend): $v_1/v_3 \approx 1 \Rightarrow \zeta_1 = 0$ (tabel B.1, p. 233)
 - scherpe bochten (aansluiting A-R1-B): $\Sigma \zeta = 8 \times 2 = 16$ (tabel B.1, p. 233 - $\zeta_{\text{bocht}} = 2$)
 - radiator R1 + kraan (3/8"): $\Sigma \zeta = 5 + 129 = 134$ (tabel B.3, p. 234, en tabel 22 - Merk 1)
 - Totaal voor radiator 1: $\Sigma \zeta = 0 + 0 + 16 + 134 = 150$
- Plaatselijke drukverliezen:
aan de hand van formule (7.9) kan de som van de plaatselijke drukverliezen voor radiator 1 als volgt berekend worden:
$$\Delta p_z = 0,5 \cdot \Sigma \zeta \cdot \rho \cdot v_1^2 = 0,5 \cdot 150 \cdot 977,7 \cdot 0,35^2 = 8902 \text{ Pa}$$
- Totale drukverliezen:
aan de hand van formule (7.5) kunnen de totale drukverliezen voor de aansluiting van radiator 1 als volgt berekend worden:
$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 1275 + 8902 = 10177 \text{ Pa}$$

□ Voor de aansluiting van radiator 2 (buisstukken A-R2-B)

- Plaatselijke drukverliescoëfficiënten:
 - aftakking (knooppunt A - splitsend): $v_2/v_3 = 0,18 : 0,32 = 0,6 \Rightarrow \zeta_2 = 3,5$ (tabel B.1, p. 233)
 - aftakking (knooppunt B - verzamelend): $v_2/v_3 = 0,6 \Rightarrow \zeta_2 = 1$ (tabel B.1, p. 233)
 - 5 scherpe bochten (aansluiting A-R2-B): $\Sigma \zeta = 5 \times 2 = 10$ (tabel B.1, p. 233 - $\zeta_{\text{bocht}} = 2$)
 - radiator R2 + kraan (3/8"): $\Sigma \zeta = 5 + 129 = 134$ (tabel B.3, p. 234, en tabel 22 - Merk 1)
 - Totaal voor radiator 2: $\Sigma \zeta = 3,5 + 1 + 10 + 134 = 149$
- Plaatselijke drukverliezen:
aan de hand van formule (7.9) kan de som van de plaatselijke drukverliezen voor radiator 2 als volgt berekend worden:
$$\Delta p_z = 0,5 \cdot \Sigma \zeta \cdot \rho \cdot v_2^2 = 0,5 \cdot 149 \cdot 977,7 \cdot 0,18^2 = 2339 \text{ Pa}$$
- Totale drukverliezen :
aan de hand van formule (7.5) kunnen de totale drukverliezen voor de aansluiting van radiator 2 als volgt berekend worden:
$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 75 + 2339 = 2414 \text{ Pa}$$

□ Voor de voedende buisstukken (buisstukken AC + BD)

- Plaatselijke drukverliescoëfficiënten: niet gekend voor de knooppunten C en D
- Plaatselijke drukverliezen:
$$\Delta p_z = 0 \text{ (niet gekend)}$$
- Totale drukverliezen:
de totale drukverliezen voor de buisstukken AC + BD kunnen als volgt berekend worden:
$$\Delta p = \Delta p_L + \Sigma (\Delta p_z) = 605 + 0 = 605 \text{ Pa}$$

■ Berekening van de totale drukverliezen van de verwarmingskringen

- Voor radiatorkring 1 (kring C-A-R1-B-D) is het totale drukverlies, berekend volgens formule (7.6), gelijk aan:
$$\Delta p_{\text{tot,R1}} = 10177 + 605 = 10782 \text{ Pa}$$
- Voor radiatorkring 2 (kring C-A-R2-B-D) is het totale drukverlies, berekend volgens formule (7.6), gelijk aan :
$$\Delta p_{\text{tot,R2}} = 2414 + 605 = 3019 \text{ Pa.}$$

NOOT 24

De totale drukverliezen, berekend voor beide radiatorkringen, zijn sterk verschillend. Dit betekent dat er een hydraulisch evenwicht (inregeling) nodig zal zijn om de gewenste waterdebieten in beide kringen te garanderen. Dit gebeurt door met behulp van een regelkraan een extra drukverlies (gelijk aan het berekende verschil) in te bouwen in de kring met het kleinste totale drukverlies (radiatorkring 2). Deze werkwijze wordt toegelicht in § 10.6.1.3 en verduidelijkt aan de hand van dit rekenvoorbeeld.

7.3.6 BIJZONDERE ONTWERPREGELS VOOR TWEEPIJPSINSTALLATIES

7.3.6.1 DIMENSIONERING VAN DE MEEST ONGUNSTIGE RADIATORKRING

7.3.6.1.1 PRINCIPE

Een tweepijpsverwarmingsinstallatie is opgebouwd uit een netwerk van verschillende verwarmingskringen, die elk een geheel van radiatorkringen bevatten.

Het hoofddoel van de berekening bestaat erin om al deze radiatorkringen zodanig te dimensioneren en te regelen dat hun totale drukverlies gelijk is. In voorkomend geval gaat men ervan uit dat de verwarmingskring (regeltechnisch) in evenwicht is en dat de verdeling van de nodige waterdebieten naar de verschillende verwarmingslichamen op een correcte wijze zal gebeuren.

Principieel wordt de berekening gestart met de bepaling van de diameters en het totale drukverlies van alle buisstukken die deel uitmaken van de meest ongunstige radiatorkring. Het gaat hier om de radiatorkring met het grootste totale drukverlies en die bepalend is voor de keuze van de pomp.

Voor alle andere radiatorkringen moeten de buisstukken die niet gemeenschappelijk zijn met de meest ongunstige radiatorkring zodanig gedimensioneerd worden dat de betrokken kring zoveel mogelijk in hydraulisch evenwicht is met de meest ongunstige radiatorkring. Een bijkomende afstelling (met regelapparatuur) moet dan zorgen voor het extra drukverlies dat nodig is om het totale drukverlies in evenwicht te brengen met dat van de meest ongunstige radiatorkring.

De meest ongunstige radiatorkring is meestal de kring met de grootste totale buis lengte. Het gaat hier met andere woorden om de kring die het verwarmingslichaam bedient dat het verst van de ketel verwijderd is. Indien er meerdere kringen met een gelijke totale buis lengte zijn, neemt men de kring die het verwarmingslichaam met de grootste warmteafgifte (en dus met het grootste waterdebiet) bevat.

VOORBEELD

De meest ongunstige radiatorkring uit de installatie van afbeelding 24 (p. 88) is waarschijnlijk deze van radiator R1 of R2, d.w.z. de kring die vertrekt uit en terugkeert naar het punt X (aansluitpunt van de stookketel) en die over de knooppunten A, B, C en D naar R1 of R2 loopt en over de knooppunten E, F, G, H en Z terugloopt.

7.3.6.1.2 KEUZE VAN DE BUISDIAMETERS

Voor elk buisstuk van de meest ongunstige radiatorkring bepaalt men vooreerst het doorstromende waterdebiet ($q_{m,rad}$ en $q_{m,L}$) volgens de formules (7.1) of (7.2). Dit gebeurt in functie van het warmtevermogen dat door het buisstuk vervoerd wordt en het gekozen watertemperatuurverschil ($\Delta\theta_w$). Bij de bepaling van de buisdiameter (D_p) van het betrokken buisstuk dienen een aantal richtlijnen in acht genomen te worden die rekening houden met de eventuele technische, economische en praktische beperkingen.

De buisdiameters kunnen volgens verschillende methoden gekozen worden. Zo kan er bij de dimensionering ofwel uitgegaan worden van een constante watersnelheid (v) dan wel van een constant lineair drukverlies (R). De keuze van de dimensioneringsmethode heeft evenwel een belangrijke impact op de investerings- en uitbatingskosten, zoals hierna uitgelegd.

Indien men uitgaat van een aanvaardbare constante watersnelheid in de buisstukken (bv. $v = 0,5$ m/s), zal dit criterium resulteren in de keuze van grote diameters voor de hoofdleidingen (die de grootste waterdebieten vervoeren), wat hogere investeringskosten impliceert.

Indien men daarentegen uitgaat van een aanvaardbaar constant lineair drukverlies in de buisstukken waarop de radiatoren aangesloten zijn, zal dit criterium weliswaar kleinere diameters (en dus ook lagere investeringskosten) opleveren, maar zullen er grotere drukverliezen berekend worden die op hun beurt hogere uitbatingskosten tot gevolg zullen hebben wegens het hogere energieverbruik van de pomp. Deze reken-

methode kan bovendien ook leiden tot te grote watersnelheden in de hoofdleidingen, waardoor er geluidsproblemen kunnen ontstaan.

Het is dan ook aanbevolen om de leidingdiameters van alle buisstukken van de radiatorringen te kiezen op basis van een gecombineerde methode, waarbij zowel de watersnelheid als het lineaire drukverlies beperkt worden. In de praktijk geschiedt de bepaling van de leidingdiameters daarom aan de hand van richtwaarden voor de maximale watersnelheden (v_{\max}) en/of de maximale lineaire drukverliezen (R_{\max}). Deze richtwaarden zijn verschillend al naargelang de buisstukken deel uitmaken van de meest ongunstige radiatorkring (zie tabel 24) of niet (zie § 7.3.6.2 en tabel 25, p. 103).

De richtwaarden uit tabel 24 (voor de meest ongunstige radiatorkring en in de veronderstelling dat het gaat om stalen buizen) zijn gebaseerd op de volgende basisregels:

- voor de kleine diameters (DN10 - DN15), die meestal in de verblijfsruimten van het gebouw gelegen zijn, worden de watersnelheden omwille van de mogelijke geluidsproblemen beperkt ($v_{\max} = 0,4$ m/s)
- voor de grote diameters (vanaf DN65), die zich meestal in de technische ruimten bevinden waar een mogelijke geluidsoverlast minder belangrijk is, kan de maximale watersnelheid om economische redenen opgevoerd worden tot 0,8 à 1,2 m/s (of hoger)
- voor de tussenliggende diameters (DN20 - DN50) kan de watersnelheid progressief verhoogd worden, waarbij er een constant lineair drukverlies van 120 Pa/m als richtwaarde gehanteerd kan worden.

NOOT 25

Voor buizen die niet opgebouwd zijn uit staal zijn de richtwaarden voor de keuze van de buisdiameters opgenomen in tabel 28 (p. 114).

Tabel 24 Richtwaarden voor de keuze van de buisdiameters voor de meest ongunstige radiatorkring (voor stalen buizen volgens de norm NBN EN 10255 [B17]).

Buisdiameter ⁽¹⁾		v_{\max} ⁽²⁾ (m/s)	R_{\max} ⁽³⁾ (Pa/m)	$q_{m,\max}$ ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ_{\max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D_i (m)				$\Delta\theta_w = 10$ K	$\Delta\theta_w = 15$ K	$\Delta\theta_w = 20$ K
DN10 (3/8")	0,0125	0,40	220	173	2	3	4
DN15 (1/2")	0,0160	0,40	160	283	3	5	7
DN20 (3/4")	0,0216	0,42	120	542	6	9	13
DN25 (1")	0,0272	0,49	120	1002	12	18	23
DN32 (5/4")	0,0359	0,60	120	2137	25	37	50
DN40 (6/4")	0,0418	0,66	120	3187	37	56	74
DN50 (2")	0,0545	0,79	120	6485	76	113	151
DN65 (2,5")	0,0703	0,80 ⁽⁶⁾	90	10927	127	191	255
DN80 (3")	0,0825	0,80 ⁽⁶⁾	74	15049	175	263	351
DN100 (4")	0,1071	0,80 ⁽⁶⁾	54	25362	296	443	591
DN125 (5")	0,1317	0,80 ⁽⁶⁾	41	38350	447	670	894
DN150 (6")	0,1593	0,80 ⁽⁶⁾	32	56108	654	981	1308

⁽¹⁾ DN: nominale diameter en schroefdraadafmeting (in duim); D_i : binnendiameter.

⁽²⁾ De maximale watersnelheid.

⁽³⁾ Het maximale drukverlies per lengte-eenheid.

⁽⁴⁾ Het overeenstemmende maximale waterdebiet.

⁽⁵⁾ Het overeenstemmende maximale vermogen voor drie verschillende watertemperatuurverschillen.

⁽⁶⁾ De maximale watersnelheid kan verhoogd worden tot 1,2 m/s indien de buizen gelegen zijn in onbezette ruimten en indien er geen akoestische beperkingen van kracht zijn.

Voor bijzondere gevallen kan er afgeweken worden van de richtwaarden uit tabel 24. Het is immers niet ondenkbaar dat er voor de keuze van bepaalde diameters andere prioritaire criteria kunnen gelden. Denken we hierbij bijvoorbeeld maar even aan de volgende gevallen:

- de (voorlopige) diameters van de meest ongunstige kring kunnen vergroot worden teneinde de vooraf bepaalde maximale pompdruk niet te overschrijden

- bepaalde buisdiameters kunnen vergroot worden met het oog op de vermindering van de watersnelheid. Dit gebeurt vaak indien er akoestische comforteisen gesteld worden of ter beperking van de totale drukverliezen, wat een energiebesparend effect heeft op de werking van de pomp
- de buisdiameters kunnen aangepast worden om de installatie in evenwicht te brengen (in beperkte mate toepasbaar in de praktijk).

Eens alle diameters van de buisstukken van de meest ongunstige kring gekozen zijn, berekent men de totale drukverliezen (Δp) van alle buisstukken op basis van formule (7.5) en gaat men over tot de bepaling van de totale drukverliezen (Δp_{tot}) voor de volledige radiatorkring op basis van formule (7.6).

7.3.6.2 DIMENSIONERING VAN DE ANDERE KRINGEN

De overige radiatorringen van de installatie moeten zodanig gedimensioneerd worden dat het hydraulische evenwicht met de meest ongunstige radiatorkring zoveel mogelijk benaderd wordt.

De diameters van de buisstukken van deze kringen moeten dus zodanig gekozen worden dat hun totale drukverliezen deze van de meest ongunstige kring zoveel mogelijk benaderen, maar niet overschrijden (zo niet, wordt de betrokken kring de meest ongunstige).

De keuze van de leidingdiameters voor de andere kringen is daarom gebaseerd op minder strenge richtwaarden, waarbij er hogere maximale watersnelheden en/of maximale lineaire drukverliezen in aanmerking genomen worden.

Tabel 25 Richtwaarden voor de keuze van de buisdiameters voor de andere radiatorringen (voor stalen buizen volgens de norm NBN EN 10255 [B17]).

Buisdiameter ⁽¹⁾		v_{max} ⁽²⁾ (m/s)	R_{max} ⁽³⁾ (Pa/m)	$q_{\text{m,max}}$ ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ_{max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D_i (m)				$\Delta\theta_w = 10$ K	$\Delta\theta_w = 15$ K	$\Delta\theta_w = 20$ K
DN10 (3/8")	0,0125	0,5	325	216	3	4	5
DN15 (1/2")	0,0160	0,5	240	354	4	6	8
DN20 (3/4")	0,0216	0,5	160	645	8	11	15
DN25 (1")	0,0272	0,55	150	1125	13	20	26
DN32 (5/4")	0,0359	0,68	150	2422	28	42	56
DN40 (6/4")	0,0418	0,74	150	3573	42	62	83
DN50 (2")	0,0545	0,89	150	7306	85	128	170
DN65 (2,5")	0,0703	1	135	13659	159	239	318
DN80 (3")	0,0825	1	110	18811	219	329	439
DN100 (4")	0,1071	1	80	31702	370	554	739
DN125 (5")	0,1317	1	64	47938	559	838	1117
DN150 (6")	0,1593	1	50	70136	817	1226	1635

⁽¹⁾ DN: nominale diameter en schroefdraadafmeting (in duim); D_i : binnendiameter.

⁽²⁾ De maximale watersnelheid.

⁽³⁾ Het maximale drukverlies per lengte-eenheid.

⁽⁴⁾ Het overeenstemmende maximale waterdebiet.

⁽⁵⁾ Het overeenstemmende maximale vermogen voor drie verschillende watertemperatuurverschillen.

De richtwaarden uit tabel 25 zijn gebaseerd op de volgende basisregels:

- voor de kleine diameters (DN10 - DN20) worden de watersnelheden beperkt tot $v_{\text{max}} = 0,5$ m/s (i.p.v. 0,4 m/s)
- voor de grote diameters (vanaf DN65) wordt de maximale watersnelheid opgevoerd tot 1 m/s (i.p.v. 0,8 m/s)
- voor de tussenliggende diameters (DN25 - DN50) kan de watersnelheid progressief verhoogd worden, waarbij er een constant lineair drukverlies van 150 Pa/m (i.p.v. 120 Pa/m) als richtwaarde gehanteerd kan worden.

NOOT 26

De tabellen A.3 (stalen leidingen, DN10 tot DN65) en A.4 (stalen leidingen, DN80 tot DN300) uit bijlage A (p. 224) geven de voorberekende waarden van de lineaire drukverliezen en watersnelheden weer, in functie van de R-waarde.

Naargelang het de dimensionering van de meest ongunstige radiatorkring dan wel deze van de andere kringen betreft, zijn de grenzen van v_{\max} en R_{\max} in de tabellen afgebakend door een rood gekleurde zone.

NOOT 27

In § 7.3.7 wordt er een praktisch uitgewerkt rekenvoorbeeld voor de dimensionering van een tweepijpsinstallatie weergegeven.

7.3.6.3 BEPALING VAN HET THEORETISCHE WERKINGSPUNT VAN DE INSTALLATIE

De keuze van de pomp wordt bepaald door de leidingkarakteristiek en het theoretische werkingpunt van de installatie (zie § 8.3.2 en afbeelding 43, p. 142). Deze worden bekomen op basis van de Δp_{tot} -waarde (meest ongunstige radiatorkring) en het berekende totale waterdebiet $q_{\text{m,tot}}$. Naargelang van het geval kan men dan de volgende beslissingen nemen:

- ofwel kan voor het bekomen werkingpunt een gepaste pomp gekozen worden en is de dimensionering van het leidingnet daarmee beëindigd
- ofwel zal men het totale drukverlies trachten te verlagen (door grotere buisdiameters te kiezen). Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn indien:
 - er in de installatie reeds een (te kleine) pomp aanwezig is
 - het ingeschatte pompverbruik te hoog is
- ofwel zal men het totale drukverlies trachten te verhogen (door kleinere buisdiameters te kiezen). Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn indien:
 - er in de installatie reeds een (te grote) pomp aanwezig is
 - de ingeschatte installatiekost te hoog is.

In de twee laatste gevallen zal er dus een nieuwe berekening nodig zijn om het gewenste resultaat te kunnen bereiken.

7.3.7 REKENVOORBEELD VOOR DE DIMENSIONERING VAN EEN TWEEPIJPSINSTALLATIE

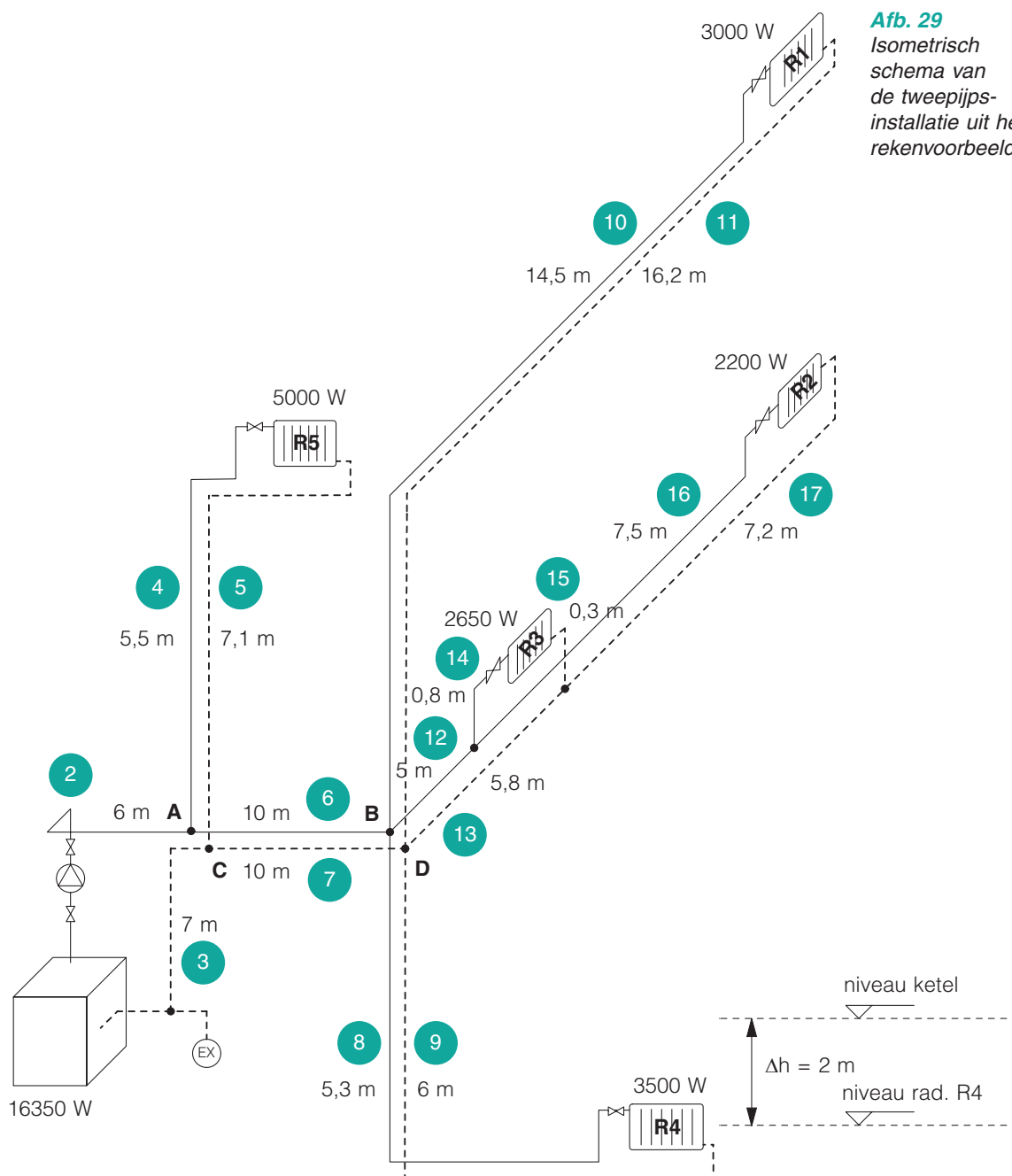
7.3.7.1 SCHEMA EN GEVOLGDE WERKWIJZE

Het rekenvoorbeeld betreft een tweepijpsinstallatie die opgebouwd is uit een enkele verwarmingskring met 5 radiatoren. Het tracé van dit buizenet is grafisch voorgesteld in afbeelding 29 (p. 105).

De dimensionering van de tweepijpsinstallatie gebeurt volgens de volgende stappen:

- STAP 1: men start met de berekening van de warmteverliezen van alle verwarmde ruimten van het gebouw volgens § 4.2
- STAP 2: vervolgens duidt men voor elke te verwarmen ruimte de plaats(en) aan waar de verwarmingslichamen opgesteld kunnen worden, afhankelijk van de beschikbare ruimte. Indien er meerdere verwarmingslichamen in eenzelfde ruimte geplaatst worden, dient het totale te installeren vermogen (dat minstens gelijk is aan de berekende warmteverliezen van de betreffende ruimte) over deze toestellen verdeeld te worden
- STAP 3: men gaat over tot de keuze van het waterregime dat, samen met het vermogen, bepalend is voor de grootte van de verwarmingslichamen:
 - de gemiddelde watertemperatuur is bepalend voor het verwarmingsoppervlak (afmetingen)
 - het temperatuurverschil is bepalend voor het debiet en bijgevolg ook voor het drukverlies en de keuze van de pomp

- STAP 4: men gaat over tot de keuze van de verwarmingslichamen om zich ervan te vergewissen dat de vooropgestelde verdeling van de vermogens over de verwarmingslichamen mogelijk is, rekening houdend met de maximaal beschikbare ruimte, de opstellingswijze en het gekozen waterregime (zie § 6.3)
- STAP 5: vervolgens wordt het tracé van het buizenet op de bouwplannen getekend, rekening houdend met de algemene praktijkregels, gegeven in § 7.2
- STAP 6: ten slotte wordt er een isometrisch schema van de tweepijpsinstallatie opgesteld, waarop minstens de volgende informatie weergegeven is (zie afbeelding 29):
 - het tracé van het buizenet (vertrek- en retourleiding), de plaats van de stookketel, de pomp en alle aangesloten verwarmingslichamen, met inbegrip van alle bochtstukken, aftakkingen en regel- en afsluitapparatuur
 - de te installeren minimale vermogens voor elk verwarmingslichaam
 - de nummering van de buizen: hoewel er in dit verband geen vaste regels bestaan, is het aanbevolen om een zekere logica in acht te nemen (bv. door de nummering te beginnen aan de ketel en deze systematisch te verhogen naarmate men zich in de boomstructuur van de installatie naar de eindelementen begeeft (zie afbeelding 29). De nummers van de vertrek- en retourleidingen van een aftakking dienen elkaar op te volgen, zodanig dat deze in het rekenblad na elkaar beschreven kunnen worden.



Afb. 29
Isometrisch
schema van
de tweepijps-
installatie uit het
rekenvoorbeeld.

Het isometrische schema kan ook nog aangevuld worden met de volgende bijkomende gegevens:

- de totale vermogens en/of debieten voor elk buisstuk
- de lengte van elk buisstuk (te meten op plan)
- de naam en/of het nummer van de ruimte waarin het verwarmingslichaam geplaatst is, de omgevings-temperatuur ...

De te volgen rekenprocedure voor de waterdebieten, de lineaire, plaatselijke en totale drukverliezen en de in te regelen drukverliezen wordt hierna gedetailleerd uitgelegd. De resultaten zijn samengevat in de tabellen 26 (p. 108) en 27 (p. 109).

NOOT 28

Voor de dimensionering van tweepijpsinstallaties kan gebruikgemaakt worden van een rekenblad, waarop de berekeningen op een overzichtelijke en logische wijze uitgevoerd worden. Voor een model van een dergelijk rekenblad verwijzen we naar bijlage F (p. 241).

NOOT 29

Om het invullen van het rekenblad uit tabel 26 (p. 108) te vergemakkelijken en het aantal berekeningen te beperken, worden de buisstukken van de vertrek- en retourleidingen van elke radiatorkring na elkaar genummerd en op dezelfde lijn in het rekenblad beschreven (bv. 2+3, 4+5, 8+9, 16+17 ...), waarbij verondersteld wordt dat de vertrek- en retourleidingen telkens dezelfde buisdiameter hebben.

7.3.7.2 BEREKENING VAN DE WATERDEBIETEN

Ter bepaling van de waterdebieten dient men op het rekenblad uit tabel 26 de volgende gegevens in te vullen:

- het gekozen waterregime: in dit geval gaat het om een regime van 80/60 °C (met $c = 4190 \text{ J/kg.K}$ en $\rho = 977,7 \text{ kg/m}^3$, bij een gemiddelde watertemperatuur van 70 °C)
- het watertemperatuurverschil: $\Delta\theta_w = 20 \text{ K}$
- kolom 1: de buisnummers; het gaat hier om 16 buisstukken, waarbij de vertrek- en de retourleiding op dezelfde lijn beschreven worden
- kolom 2: het totale vervoerde vermogen ($\Sigma\Phi$ in W); het gaat hier om de som van de vermogens van de radiatoren die stroomafwaarts door de betrokken buisstukken (vertrekleidingen) gevoed worden (de buisstukken 6 en 7 vervoeren bijvoorbeeld het gecumuleerde vermogen van de radiatoren R1 (3000 W), R2 (2200 W), R3 (2650 W) en R4 (3500 W), wat in totaal goed is voor 11350 W)
- kolom 3: de waterdebieten (q_m in kg/h) in de buisstukken, berekend volgens de formules (7.1) of (7.2). Voor de buisstukken 6 en 7 wordt het waterdebiet dat overeenstemt met het totale vermogen van 11350 W bijvoorbeeld bepaald aan de hand van formule (7.2):

$$q_m = \sum q_{m,\text{rad}} = \frac{\sum \Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta\theta_w} = \frac{11350 \cdot 3600}{4190 \cdot 20} = 488 \text{ kg/h.}$$

7.3.7.3 DIMENSIONERING VAN DE (VOORLOPIG) MEEST ONGUNSTIGE KRING

Zoals reeds uitgelegd werd in § 7.3.6, is de meest ongunstige kring van de installatie in de regel deze die de verst van de ketel verwijderde radiator bedient. In afbeelding 29 (p. 105) is dit radiator R1.

De dimensionering van de buisstukken uit deze (voorlopig) meest ongunstige kring – meer bepaald de buisstukken (2 en 3), (6 en 7) en (10 en 11) – gebeurt als volgt (zie tabel 26, p. 108):

- kolom 4: keuze van de buisdiameters (voor stalen leidingen) op basis van de richtwaarden uit tabel 24:
 - voor 2 en 3: $q_m = 702 \text{ kg/h} \Rightarrow$ keuze van DN25 ($D_i = 0,0272 \text{ m}$ - $q_{m,\text{max}} = 998 \text{ kg/h}$)
 - voor 6 en 7: $q_m = 488 \text{ kg/h} \Rightarrow$ keuze van DN20 ($D_i = 0,0216 \text{ m}$ - $q_{m,\text{max}} = 538 \text{ kg/h}$)
 - voor 10 en 11: $q_m = 129 \text{ kg/h} \Rightarrow$ keuze van DN10 ($D_i = 0,0125 \text{ m}$ - $q_{m,\text{max}} = 172 \text{ kg/h}$)

- kolommen 5 en 8: rechtstreekse aflezing van de R-waarden (lineair drukverlies in Pa/m; kolom 5) en de v-waarden (watersnelheid in m/s; kolom 8) uit tabel A.3 (voor stalen leidingen) in functie van de zopas gekozen buisdiameter en het reeds berekende waterdebiet. Voor tussenliggende waterdebieten kunnen de R- en v-waarden bepaald worden door interpolatie:
 - voor 2 en 3: DN25 en $q_m = 702 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 64 \text{ Pa/m}$ en $v = 0,34 \text{ m/s}$
 - voor 6 en 7: DN20 en $q_m = 488 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 100 \text{ Pa/m}$ en $v = 0,38 \text{ m/s}$
 - voor 10 en 11: DN10 en $q_m = 129 \text{ kg/h} \Rightarrow R = 130 \text{ Pa/m}$ en $v = 0,30 \text{ m/s}$
- kolom 6: bepaling van de totale buislengte L (vertrek- en retourleiding samen) (in m), volgens de plan-gegevens:
 - voor 2 en 3: $L = 13 \text{ m}$
 - voor 6 en 7: $L = 20 \text{ m}$
 - voor 10 en 11: $L = 31 \text{ m}$
- kolom 7: berekening van de lineaire drukverliezen ($R \cdot L$) (in Pa) volgens formule (7.7):
 - voor 2 en 3: $(R \cdot L)_{2+3} = 64 \times 13 = 832 \text{ Pa}$
 - voor 6 en 7: $(R \cdot L)_{6+7} = 100 \times 20 = 2000 \text{ Pa}$
 - voor 10 en 11: $(R \cdot L)_{10+11} = 130 \times 31 = 4030 \text{ Pa}$
- kolom 9: optelling van de ζ -waarden van alle hulpstukken, kranen en apparaten die in de betrokken buisstukken voorkomen. Voor wat betreft de hulpstukken (bochtstukken, T-stukken ...) kan hiervoor gebruikgemaakt worden van de ζ -waarden uit bijlage B (p. 232). Voor wat betreft de kranen, apparaten ... kan men hiervoor terecht in de technische documentatie van de fabrikanten. Voor de buisstukken van de meest ongunstige kring uit het rekenvoorbeeld zijn de $\Sigma\zeta$ -waarden gedetailleerd berekend in tabel 27 (p. 109). Hierbij werd het gebruik van dezelfde thermostaatkraan als in § 7.3.5.5 verondersteld (d.w.z. met een ζ -waarde van 129 voor een nominale diameter DN10 en van 214 voor een nominale diameter DN15)
- kolom 10: berekening van de plaatselijke drukverliezen (Δp_z) (in Pa) volgens formule (7.9):
 - voor 2 en 3: $(\Delta p_z)_{2+3} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 17 \cdot 977,7 \cdot 0,34^2 = 982 \text{ Pa}$
 - voor 6 en 7: $(\Delta p_z)_{6+7} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 1 \cdot 977,7 \cdot 0,38^2 = 70 \text{ Pa}$
 - voor 10 en 11: $(\Delta p_z)_{10+11} = 0,5 \cdot \Sigma\zeta \cdot \rho \cdot v^2 = 0,5 \cdot 142 \cdot 977,7 \cdot 0,30^2 = 6191 \text{ Pa}$
- kolom 11: berekening van de totale drukverliezen volgens formule (7.5). Deze zijn gelijk aan de som van de lineaire drukverliezen ($R \cdot L$, zie kolom 7) en de plaatselijke drukverliezen (Δp_z , zie kolom 10):
 - voor 2 en 3: $(R \cdot L)_{2+3} + (\Delta p_z)_{2+3} = 832 + 982 = 1814 \text{ Pa}$
 - voor 6 en 7: $(R \cdot L)_{6+7} + (\Delta p_z)_{6+7} = 2000 + 70 = 2070 \text{ Pa}$
 - voor 10 en 11: $(R \cdot L)_{10+11} + (\Delta p_z)_{10+11} = 4030 + 6191 = 10221 \text{ Pa}$
- kolom 12: de eventueel in rekening te brengen druk ten gevolge van de thermosifonwerking van het installatiewater (Δp_s) (in Pa). Zoals reeds uitgelegd werd in § 7.3.5.4, wordt in de praktijk enkel rekening gehouden met de thermosifondruk indien deze tegenwerkend is aan de pompdruk (d.w.z. voor de radiatorringen waarvan het gemiddelde peil van de betrokken radiator onder dat van de ketel ligt). In dit geval kan de thermosifondruk in de berekeningen aanzien worden als een bijkomend drukverlies dat bij het in kolom 11 berekende drukverlies opgeteld dient te worden. In ons rekenvoorbeeld wordt de thermosifondruk enkel in rekening gebracht voor de buisstukken 8 en 9, omdat deze radiator R4 bevatten, die 2 meter onder het peil van de ketel ligt. Voor deze buisstukken wordt de thermosifondruk (Δp_s)₈₊₉ dus bepaald volgens formule (7.15):

$$(\Delta p_s)_{8+9} = g \cdot \Delta h \cdot (\rho_r - \rho_i) = 9,81 \cdot 2 \cdot (983,2 - 971,8) = 224 \text{ Pa.}$$
 Deze thermosifondruk dient opgeteld te worden bij de berekende totale drukverliezen van de betrokken radiatorkring (zie § 7.3.7.4)
- kolom 13: bepaling van het gecumuleerde drukverlies (Δp_{tot}) (in Pa) tussen het beginknooppunt (vertretpunt) en het eindknooppunt (retourpunt) van de betrokken buisstukken. Voor radiatorkring R1 kan het gecumuleerde drukverlies voor de verschillende buisstukken als volgt berekend worden:
 - voor 10 en 11 wordt het gecumuleerde drukverlies berekend tussen de punten B (vertretpunt) en D (retourpunt), d.w.z. over de buisstukken (10-R1-11):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} = 10221 \text{ Pa}$$
 - voor 6 en 7 wordt het gecumuleerde drukverlies berekend tussen de punten A (vertretpunt) en C (retourpunt), d.w.z. over de buisstukken (6-10-R1-11-7):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} = 10221 + 2070 = 12291 \text{ Pa}$$
 - voor 2 en 3 wordt het gecumuleerde drukverlies van de gehele radiatorkring R1 berekend tussen het vertretpunt en het retourpunt aan de ketel, d.w.z. over de buisstukken (2-6-10-R1-11-7-3):

$$\Delta p_{\text{totR1}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10221 + 2070 + 1814 = 14105 \text{ Pa.}$$

(vervolg van de tekst op p. 109)

Tabel 26 Rekenblad voor de dimensionering van een tweepijpsinstallatie.

Waterregime: 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20$ K				Gemiddelde watertemperatuur (θ_m): 70 °C Volumemassa van water (ρ_m): 978 kg/m ³									
Buisnummer	Vermogen (W)	Waterdebiet (q_m) (kg/h)	Buisdiameter (m)	Lineaire drukverliezen			Plaatseelijke drukverliezen			Totale drukverliezen	Thermosifonwerking	Gecumuleerde drukverliezen	Regeling
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
nr.	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionering van de (voorlopig) meest ongunstige radiatorkring R1 (2-6-10-R1-11-7-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17	982	1814	0	14105	
6+7	11350	488	0,0216	100	20	2000	0,38	1	70	2070	0	12291	
10+11	3000	129	0,0125	130	31	4030	0,30	142	6191	10221	0	10221	
2. Dimensionering van de overige radiatorkringen (tussen vertrekpunt B en retourpunt D) – Radiatorkringen R2, R3 en R4													
12+13	4850	208	0,0125	323	11	3553	0,48	1,2	137	3690	0	8593	
14+15	2650	114	0,0125	103	1,1	113	0,26	140,8	4790	4903	0	4903	
16+17	2200	95	0,0125	71	15	1065	0,22	137,4	3222	4287	0	4287	
8+9	3500	150	0,0125	170	11	1870	0,35	141,6	8403	10273	224	10497	
Kring 8+9 (rad. R4) blijkt een groter drukverlies te hebben dan kring 10+11 (rad. R1) en wordt dus de meest ongunstige kring.													
Radiatorkring R5 (2-4-R5-5-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17	982	1814	0	13271	
4+5	5000	215	0,0160	98	13	1274	0,30	225,7	10183	11457	0	11457	
Radiatorkring R4 heeft een groter gecumuleerd drukverlies dan radiatorkring R5 en blijft dus de meest ongunstige kring.													
3. Definitieve dimensionering van de meest ongunstige radiatorkring R4 (2-6-9-R4-8-7-3)													
2+3	16350	702	0,0272	64	13	832	0,34	17,0	982	1814	0	14381	
6+7	11350	488	0,0216	100	20	2000	0,38	1,0	70	2070	0	12567	
8+9	3500	150	0,0125	170	11	1870	0,35	141,6	8403	10273	224	10497	
Radiatorkring R1													
10+11	3000	129	0,0125	130	31	4030	0,30	142,0	6191	10221	0	10221	276
Radiatorkringen R2 en R3													
12+13	4850	208	0,0125	323	11	3553	0,48	1,2	137	3690	0	8593	
14+15	2650	114	0,0125	103	1,1	113	0,26	140,8	4790	4903	0	4903	1904
16+17	2200	95	0,0125	71	15	1065	0,22	137,4	3222	4287	0	4287	2521
Radiatorkring R5													
4+5	5000	215	0,0160	98	13	1274	0,30	225,7	10183	11457	0	11457	1110

Tabel 27 Bepaling van de drukverliescoëfficiënten van de buisstukken in een tweepijpsinstallatie.

Buis-nummer	Binnendiameter D_i (m)	v_x/v	Installatieonderdeel	Aantal n	ζ -waarde	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
2+3	0,0272	–	Ketel	1	2,5	2,5	17
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Bochtstuk	5	0,5	2,5	
6+7	0,0216	0,38/0,34 = 1,12	Aftakking (splitsend)	1	0	0	1
			Aftakking (verzamelend)	1	0	0	
			Bochtstuk	2	0,5	1	
10+11	0,0125	0,3/0,38 = 0,79	Kruisstuk (splitsend)	1	2,5	2,5	142
			Kruisstuk (verzamelend)	1	2,5	2,5	
			Bochtstuk	6	0,5	3	
			Radiator	1	5	5	
			Thermostaatkraan	1	129	129	
16+17	0,0125	0,22/0,48 = 0,46	Aftakking (splitsend)	1	0,4	0,4	137,4
			Aftakking (verzamelend)	1	1	1	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Radiator	1	5	5	
			Thermostaatkraan	1	129	129	
14+15	0,0125	0,26/0,48 = 0,56	Aftakking (splitsend)	1	4	4	140,8
			Aftakking (verzamelend)	1	0,8	0,8	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Radiator	1	5	5	
			Thermostaatkraan	1	129	129	
12+13	0,0125	0,48/0,38 = 1,26	Kruisstuk (splitsend)	1	0	0	1,2
			Kruisstuk (verzamelend)	1	0,2	0,2	
			Bochtstuk	2	0,5	1	
8+9	0,0125	0,35/0,38 = 0,92	Kruisstuk (splitsend)	1	2,1	2,1	141,6
			Kruisstuk (verzamelend)	1	2,5	2,5	
			Bochtstuk	6	0,5	3	
			Radiator	1	5	5	
			Thermostaatkraan	1	129	129	
4+5	0,0160	0,30/0,34 = 0,88	Aftakking (splitsend)	1	2,3	2,3	225,7
			Aftakking (verzamelend)	1	1,4	1,4	
			Bochtstuk	6	0,5	3	
			Radiator	1	5	5	
			Thermostaatkraan	1	214	214	

7.3.7.4 DIMENSIONERING VAN DE ANDERE KRINGEN

De (voorlopig) meest ongunstige radiatorkring (R1) van het rekenvoorbeeld vertoont dus een totaal berekend drukverlies van $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 14105$ Pa. Men dient evenwel steeds na te gaan of de installatie geen andere radiatorringen bevat die een nog groter drukverlies hebben.

Uit het schema van afbeelding 29 (p. 105) blijkt dat het voor de radiatorringen R2, R3 en R4 volstaat om enkel het gecumuleerde drukverlies tussen de punten B (vertretpunt) en D (retourpunt) te bepalen en het resultaat te toetsen aan het reeds berekende drukverlies van radiatorkring R1 tussen deze punten. De drukverliezen van de gemeenschappelijke buisstukken (2 en 3) en (6 en 7) tot aan de ketel kunnen in deze context immers buiten beschouwing gelaten worden.

De vergelijking van radiatorkring R1 met de andere radiatorringen (R2, R3 en R4) levert de volgende resultaten op:

- voor de (voorlopig) meest ongunstige radiatorkring R1 wordt het gecumuleerde drukverlies tussen de punten B en D berekend over de buisstukken (10-R1-11):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{10+11} = 10221 \text{ Pa (= referentie)}$$

- voor de radiatorkring R2 wordt het gecumuleerde drukverlies tussen de punten B en D berekend over de buisstukken (12-16-R2-17-13):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{16+17} + (\Delta p)_{12+13} = 4287 + 3690 = 7977 \text{ Pa}$$

- voor de radiatorkring R3 wordt het gecumuleerde drukverlies tussen de punten B en D berekend over de buisstukken (12-14-R3-15-13):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{14+15} + (\Delta p)_{12+13} = 4903 + 3690 = 8593 \text{ Pa}$$

- voor de radiatorkring R4 wordt het gecumuleerde drukverlies tussen de punten B en D berekend over de buisstukken (9-R4-8), maar wordt er bovendien ook nog rekening gehouden met het drukverlies ten gevolge van de thermosifonwerking (Δp_s) van de onder het niveau van de ketel gelegen radiator:

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} = 10273 + 224 = 10497 \text{ Pa.}$$

Hieruit blijkt dat radiatorkring R4 een gecumuleerd drukverlies vertoont dat groter is dan dat van radiator R1, waardoor radiatorkring R4 de meest ongunstige kring van de installatie wordt.

De gecumuleerde drukverliezen (correctie van de resultaten van kolom 13) voor de nieuwe meest ongunstige radiatorkring R4 kunnen dus als volgt op het rekenblad ingevuld worden (zie tabel 26, p. 108):

- voor de buisstukken 8 en 9 wordt het gecumuleerde drukverlies berekend tussen de punten B (vertrekpunt) en D (retourpunt), d.w.z. over de buisstukken (8-R4-9):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} = 10497 \text{ Pa}$$

- voor de buisstukken 6 en 7 wordt het gecumuleerde drukverlies berekend tussen de punten A (vertrekpunt) en C (retourpunt), d.w.z. over de buisstukken (6-8-R4-9-7):

$$\Delta p_{\text{tot}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} = 10497 + 2070 = 12567 \text{ Pa}$$

- voor de buisstukken 2 en 3 wordt het gecumuleerde drukverlies (van de gehele radiatorkring) berekend tussen het vertrek- en het retourpunt van de ketel, d.w.z. over de buisstukken (2-6-8-R4-9-7-3):

$$\Delta p_{\text{tot,R4}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p_s)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10497 + 2070 + 1814 = 14381 \text{ Pa.}$$

Voor de overblijvende radiatorkring R5 met de buisstukken (2-4-R5-5-3) blijkt het gecumuleerde totale drukverlies gelijk te zijn aan 13271 Pa (zie tabel 26, p. 108), zodanig dat radiatorkring R4 (met een gecumuleerd totaal drukverlies van 14381 Pa) definitief de meest ongunstige radiatorkring blijft.

De bepaling van de definitieve buisdiameters van alle leidingen is hiermee vastgelegd, zodat de dimensionering van het leidingnet kan afgesloten worden.

ENKELE COMMENTAREN OP DE RESULTATEN VAN HET REKENVOORBEELD UIT TABEL 26

- De resultaten die in tabel 26 (p. 108) getoond worden, zijn niet eenduidig. Ze zijn immers afhankelijk van de keuzes die door de ontwerper van de installatie gemaakt worden inzake het waterregime (impact op het waterdebiet) en de leidingdiameters (impact op de drukverliezen en de regeling). Elke andere keuze zal dan ook tot andere resultaten leiden.
- Voor de buisstukken (12+13) leidt de keuze van de kleinste buis (DN10) tot het grootst mogelijke totale drukverlies voor de radiatorkringen R2 en R3. De in te stellen regelingen zullen dan ook het kleinst zijn, wat wenselijk is.
- Voor de buisstukken (4+5) zou de keuze van een buis met een nominale diameter DN10 (volgens tabel 25, p. 103, nog juist mogelijk) het totale drukverlies van radiatorkring R5 zodanig opvoeren dat deze kring de meest ongunstige zou worden. De keuze voor een grotere buis (DN15) is evenwel een betere oplossing, aangezien de gecumuleerde drukverliezen van radiatorkring R5 en de overige kringen die in punt A vertrekken en in punt C terugkeren, hierdoor vrijwel in evenwicht zijn.

7.3.7.5 REGELDRUKVERLIEZEN

Na de bepaling van de gecumuleerde drukverliezen dient men voor de verschillende radiatorkringen ook nog de in te stellen regeldrukverliezen te bepalen, teneinde de installatie in evenwicht te brengen. In principe dient elke radiatorkring in evenwicht gebracht te worden ten opzichte van de meest ongunstige kring. Dit betekent dat er in elke betrokken kring een bijkomend drukverlies (= regeldrukverlies) gerealiseerd moet worden, waarvan de waarde bepaald dient te worden door berekening (zie hiervoor § 10.6).

De waarde van elk regeldrukverlies kan berekend worden volgens formule (10.4) (zie § 10.6.1.1) en wordt in kolom 14 van het rekenblad ingeschreven op de lijn van het buisstuk waarin de regeling dient te gebeuren.

In het rekenvoorbeeld werden 5 radiatorkringen berekend, waarbij deze van radiator R4 als de meest ongunstige kring bevonden werd. De gecumuleerde drukverliezen van de vijf voornoemde radiatorkringen

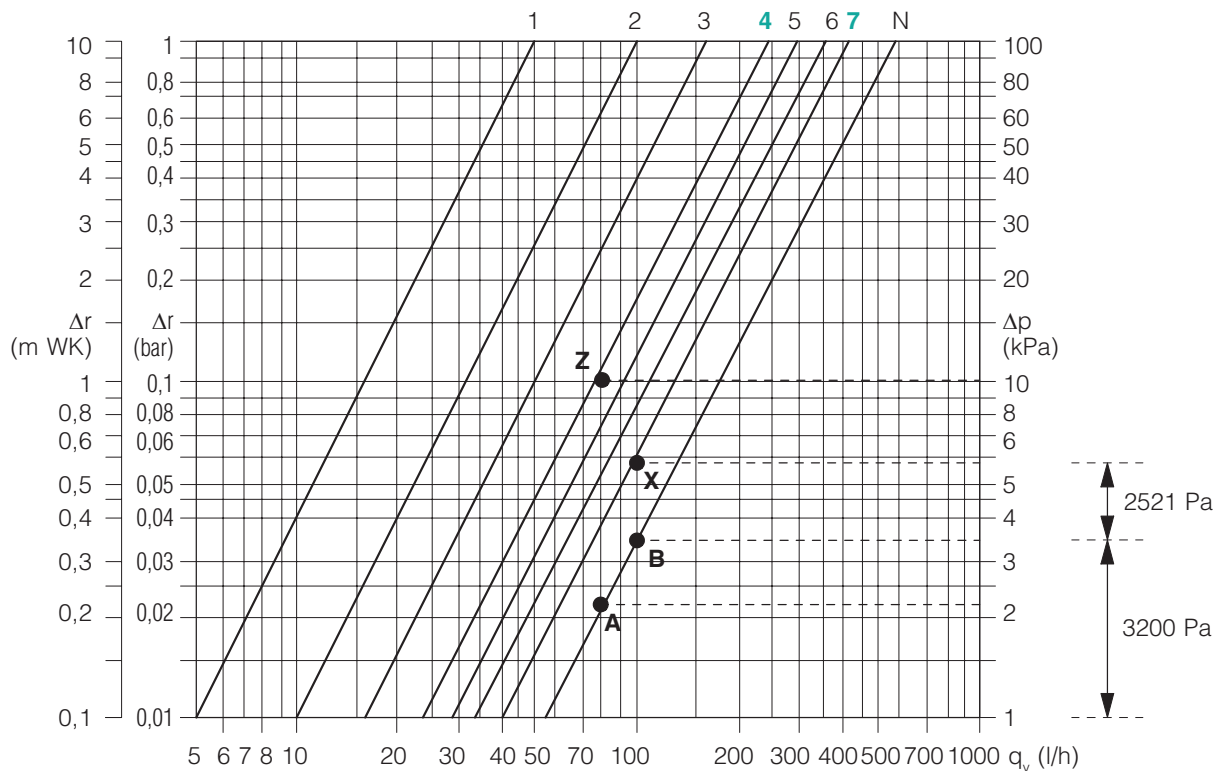
(waarbij telkens de volledige kring tot aan de aansluiting op de ketel beschouwd werd), zijn hieronder samengevat:

- R1: $\Delta p_{\text{tot,R1}} = (\Delta p)_{10+11} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10221 + 2070 + 1814 = 14105 \text{ Pa}$
- R2: $\Delta p_{\text{tot,R2}} = (\Delta p)_{16+17} + (\Delta p)_{12+13} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 4287 + 3690 + 2070 + 1814 = 11860 \text{ Pa}$
- R3: $\Delta p_{\text{tot,R3}} = (\Delta p)_{14+15} + (\Delta p)_{12+13} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 4903 + 3690 + 2070 + 1814 = 12477 \text{ Pa}$
- R4: $\Delta p_{\text{tot,R4}} = (\Delta p)_{8+9} + (\Delta p)_{6+7} + (\Delta p)_{2+3} = 10497 + 2070 + 1814 = 14381 \text{ Pa}$ (meest ongunstige)
- R5: $\Delta p_{\text{tot,R5}} = (\Delta p)_{4+5} + (\Delta p)_{2+3} = 11457 + 1814 = 13271 \text{ Pa}$.

De regeldrukverliezen ten opzichte van de meest ongunstige kring (R4) kunnen dan als volgt bepaald worden:

- R1: $\Delta p_{\text{reg,R1}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R1}} = 14381 - 14105 = 276 \text{ Pa}$
- R2: $\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 14381 - 11860 = 2521 \text{ Pa}$
- R3: $\Delta p_{\text{reg,R3}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R3}} = 14381 - 12477 = 1904 \text{ Pa}$
- R4: $\Delta p_{\text{reg,R4}} = 0$ (geen regeling nodig voor de meest ongunstige kring)
- R5: $\Delta p_{\text{reg,R5}} = \Delta p_{\text{tot,R4}} - \Delta p_{\text{tot,R5}} = 14381 - 13271 = 1110 \text{ Pa}$.

De aldus bepaalde regeldrukverliezen worden bij voorkeur ingesteld aan de ingebouwde regeling van de radiatorkranen of met behulp van een regelkoppelstuk (geplaatst aan de uitgang van de radiatoren). De wijze waarop dit dient te gebeuren, staat beschreven in § 10.6.1.3.



Afb. 30 Instelling van het regeldrukverlies op de radiatorkraan (voorbeeld).

VOORBEELD

Voor radiator R2 (2200 W) gelden de volgende berekende waarden:

- waterdebiet: $q_{m,\text{rad}} = 95 \text{ kg/h} = 97 \text{ l/h}$ (kolom 3 uit het rekenblad)
- regeldrukverlies: $\Delta p_{\text{reg,R2}} = 2521 \text{ Pa}$
- drukverlies van de radiatorkraan (DN10) bij een debiet van 97 l/h en in een volledig geopende stand (snijpunt met curve N) = 3200 Pa (zie punt B in afbeelding 30).

Het totaal in te stellen drukverlies is dus gelijk aan: $3200 + 2521 = 5721 \text{ Pa}$ (= punt X in afbeelding 30).

De regeling moet bijgevolg ingesteld worden op stand 7 (de curve 7 ligt immers het dichtst bij snijpunt X).

7.3.7.6 BEPALING VAN DE POMPKARAKTERISTIEKEN

Aan de hand van deze definitieve drukverliesberekening zal het vervolgens mogelijk zijn om de karakteristieken van de te kiezen pomp te bepalen. Deze worden afgeleid uit de resultaten van de meest ongunstige kring van de installatie, die betrekking hebben op de buisstukken waarop de pomp gemonteerd wordt (d.w.z. de aansluitleidingen op de ketel of de collectoren).

Voor de bepaling van de pompkarakteristieken zijn de volgende waarden van belang (toegepast op de meest ongunstige radiatorkring R4):

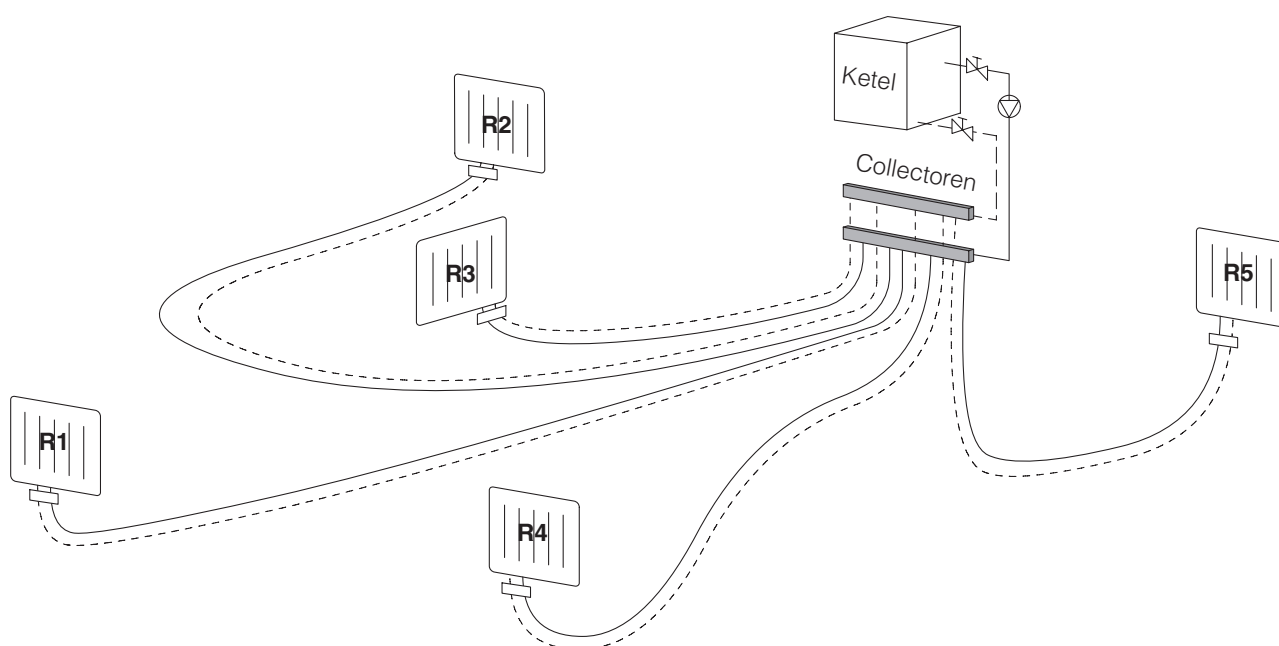
- het totale gecumuleerde drukverlies: $\Delta p_{\text{tot,R4}} = 14381 \text{ Pa}$
- het totale waterdebiet (debiet in de leidingen 2 en 3): $q_{\text{m,tot}} = 702 \text{ kg/h}$.

Deze waarden (Δp_{tot} en $q_{\text{m,tot}}$) zijn bepalend voor het theoretische werkpunt (Z) van de installatie en vormen de basis voor de keuze van de pomp, zoals beschreven in hoofdstuk 8.

7.4 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN EEN COLLECTORSYSTEEM (MET EEN CENTRAAL VERDEELPUNT)

7.4.1 PRINCIPESHEMA EN WERKING

Collectorsystemen zijn een variant op de tweepijpsinstallatie waarbij alle verwarmingslichamen in parallel geschakeld zijn vanuit een centraal verdeelpunt (collector) per verdieping of per afzonderlijk te regelen zone.



Afb. 31 Principeschema van een collectorsysteem.

Het principeschema van het collectorsysteem (zie afbeelding 31) is zeer eenvoudig qua opbouw. Elk verwarmingslichaam wordt hierbij immers individueel vanuit een centraal verdeelpunt (de collector) aangesloten met behulp van een gewone (PP, PB, PE) of een meerlaagse (*multiskin*) kunststofbuis, die beschermd wordt door een omhullende soepele koper (zie NOOT 30, p. 113). De buizen worden bij voorkeur ingebed in de uitvullingslaag onder de dekvloer. Indien het systeem meerdere verdiepingen moet bedienen, kan er op elke verdieping een collector geplaatst worden, die vervolgens met elkaar verbonden worden en aangesloten op de ketel.

Collectorsystemen worden omwille van hun eenvoudige ontwerp en gemakkelijke inregeling frequent toegepast in kleinere verwarmingsinstallaties, zoals voor eengezinswoningen en individueel verwarmde appartementen.

NOOT 30

In bijlage A (p. 224) worden de productnormen geciteerd waarin de voorschriften en de prestatie-eisen voor kunststofbuizen vermeld zijn. Algemeen wordt aanbevolen om kunststofbuissystemen met een technische goedkeuring voor de beoogde werkingsvoorwaarden (temperaturen en drukken) te gebruiken. Voor meer informatie over kunststofbuizen verwijzen we naar de TV 207 [W3].

7.4.2 BEREKENING VAN DE WATERDEBIETEN, WATERSNELHEDEN EN DRUKVERLIEZEN

De berekening van de waterdebieten, watersnelheden en drukverliezen geschiedt op dezelfde wijze als voor een tweepijpsinstallatie (zie §§ 7.3.2 tot 7.3.5). Het totale drukverlies van elke op dezelfde collector aangesloten individuele radiatorkring moet gelijk zijn. Hiertoe zou men tijdens het ontwerp kunnen overgaan tot een aanpassing van de leidingdiameters (weinig gebruikelijk) of – indien er gebruikgemaakt wordt van eenzelfde leidingdiameter – tot het voorzien van inregelkranen (meestal rechtstreeks aangesloten op de collector) om de regeldrukverliezen in te stellen.

7.4.3 BIJZONDERE ONTWERPREGELS VOOR COLLECTORSYSTEMEN

De dimensionering van het collectorsysteem is redelijk eenvoudig en gebeurt volgens de volgende principes:

- de conceptie van de installatie ligt vast. Elke radiatorkring bedient slechts een radiator en de keuze van de buisdiameter(s) gebeurt aan de hand van de richtwaarden uit tabel 28 (p. 114)
- de keuze van de radiatoren gebeurt zoals bij een tweepijpsinstallatie, rekening houdend met het gekozen waterregime
- de drukverliesberekening voor alle kringen is eenvoudig en de regeldrukverliezen moeten ingesteld worden ten opzichte van de meest ongunstige radiatorkring.

In de praktijk kunnen collectorsystemen soms ook kringen bevatten waarop meerdere radiatoren aangesloten zijn volgens het eenpijpsprincipe (zie § 7.5.1). Dit gebeurt doorgaans om geen aparte lange kring te moeten aanleggen voor een radiator met klein vermogen. Dergelijke kringen met meerdere radiatoren moeten beschouwd en berekend worden als gewone eenpijpsringen (zie § 7.5) en dit, rekening houdend met de volgende regels:

- het temperatuurverschil tussen het vertrek- en retourwater van de kring moet gelijk zijn aan dat voor de andere kringen
- de bepaling van de Φ_{n50} -waarde van de radiatoren die aangesloten zijn op deze kringen dient op analoge wijze te gebeuren als voor de eenpijpsringen
- de radiatorkranen van de radiatoren die aangesloten zijn op deze kringen zijn typische eenpijpsradiatorkranen. Dit impliceert dat hun voedingsfactor verschillend moet zijn van 100 %. Zo niet, wordt de watercirculatie onderbroken indien een van de kranen zich zou sluiten.

7.4.4 REKENVOORBEELD VOOR DE DIMENSIONERING VAN EEN COLLECTORSYSTEEM

7.4.4.1 GEVOLGDE WERKWIJZE

Vooraleer men start met de berekeningen, dienen er een aantal voorbereidende werkzaamheden uitgevoerd te worden, die hierna stapsgewijs samengevat worden:

- STAP 1: men start met de berekening van de warmteverliezen van alle verwarmde ruimten van het gebouw volgens § 4.2
- STAP 2: vervolgens duidt men voor elke te verwarmen ruimte de plaats(en) aan waar de verwarmingslichamen opgesteld kunnen worden, afhankelijk van de beschikbare ruimte. Indien er meerdere verwarmingslichamen in eenzelfde ruimte geplaatst worden, dient het totale te installeren vermogen (dat minstens gelijk is aan de berekende warmteverliezen) over deze toestellen verdeeld te worden

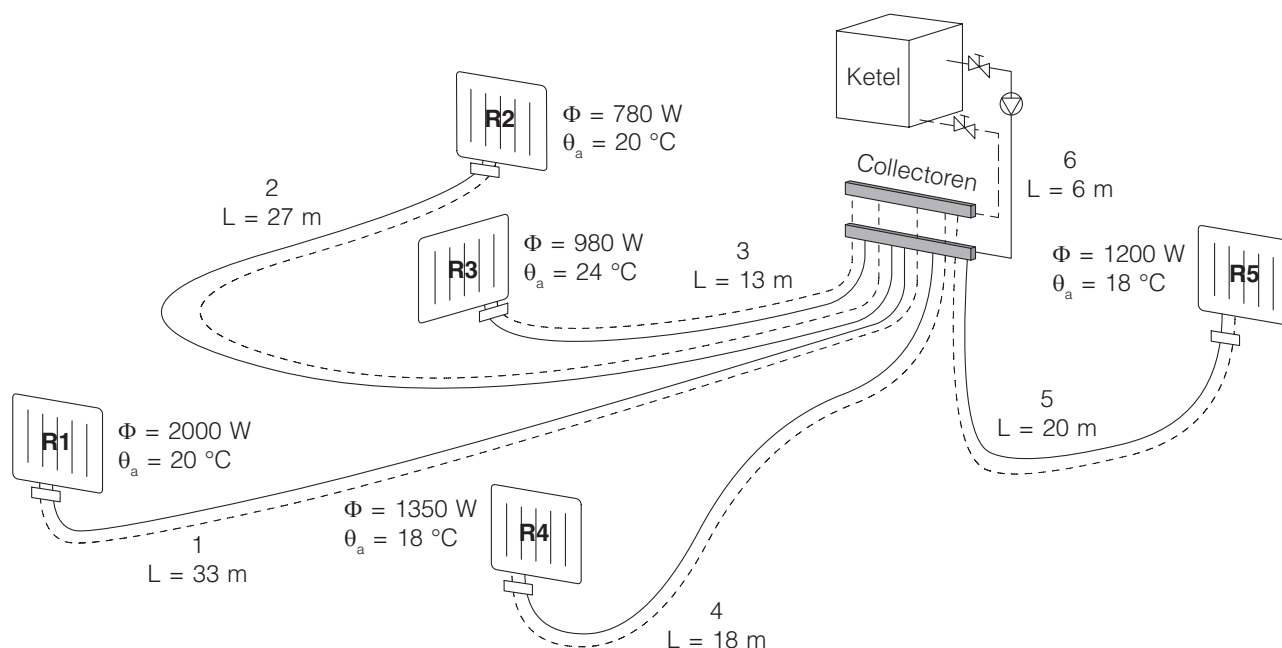
Tabel 28 Richtwaarden voor de diameterkeuze van kunststofbuizen, koperen buizen, precisiebuizen en stalen buizen voor gebruik in collectorsystemen en eenpijpsinstallaties.

Buisdiameter ⁽¹⁾		v_{\max} ⁽²⁾ (m/s)	R_{\max} ⁽³⁾ (Pa/m)	$q_{m,\max}$ ⁽⁴⁾ (kg/h)	Φ_{\max} (kW) ⁽⁵⁾		
DN	D_i (m)				$\Delta\theta_w = 10$ K	$\Delta\theta_w = 15$ K	$\Delta\theta_w = 20$ K
Kunststofbuizen ⁽⁶⁾							
DN12	0,008	0,51	500	90	1051	1577	2103
DN14	0,010	0,51	500	141	1643	2464	3286
DN16	0,012	0,66	475	263	3062	4592	6123
DN17	0,013	0,70	475	327	3811	5716	7622
DN18	0,014	0,72	450	390	4546	6819	9092
DN20	0,016	0,76	425	538	6267	9401	12535
DN26	0,020	0,86	400	951	11081	16622	22163
DN32	0,026	0,92	400	1719	20034	30051	40069
Koperen buizen ⁽⁷⁾							
DN12	0,010	0,54	400	149	1740	2609	3479
DN14	0,012	0,61	400	243	2830	4244	5659
DN15	0,013	0,65	400	304	3539	5308	7077
DN16	0,014	0,68	400	368	4293	6440	8587
DN18	0,016	0,70	350	495	5773	8659	11545
DN20	0,018	0,76	350	681	7932	11898	15865
DN22	0,020	0,81	350	895	10437	15656	20874
DN28	0,026	0,89	300	1663	19381	29071	38762
DN35	0,032	1,00	280	2830	32987	49480	65973
Precisiebuizen ⁽⁸⁾							
DN12	0,010	0,50	400	138	1611	2416	3221
DN15	0,013	0,61	400	285	3321	4981	6642
DN16	0,014	0,64	400	347	4041	6061	8082
DN18	0,016	0,65	350	460	5360	8041	10721
DN22	0,019	0,74	350	738	8606	12908	17211
DN28	0,025	0,81	300	1399	16308	24462	32616
Stalen buizen ⁽⁹⁾							
DN10	0,0125	0,61	475	263	3070	4606	6141
DN15	0,0160	0,72	475	509	5938	8906	11875
DN20	0,0216	0,89	475	1148	13376	20064	26753
DN25	0,0272	1,00	450	2045	23833	35749	47666

(¹) DN: nominale diameter; D_i : binnendiameter.
(²) De maximale watersnelheid.
(³) Het maximale drukverlies per lengte-eenheid.
(⁴) Het overeenstemmende maximale waterdebiet.
(⁵) Het overeenstemmende maximale vermogen voor drie verschillende watertemperatuurverschillen.
(⁶) Kunststofbuizen volgens de normen NBN EN ISO 15874-2 [B39], NBN EN ISO 15875-2 [B40], NBN EN ISO 15876-2 [B41] en NBN EN ISO 21003-2 [B43].
(⁷) Koperen buizen volgens de normen NBN EN 1057 [B12] en NBN EN 13349 [B24].
(⁸) Precisiebuizen volgens de normen NBN EN 10305-1 [B18] en NBN EN 10305-2 [B19].
(⁹) Stalen buizen volgens de norm NBN EN 10255 [B17].

- STAP 3: men gaat over tot de keuze van het waterregime dat, samen met het vermogen, bepalend is voor de grootte van de verwarmingslichamen:
 - de gemiddelde watertemperatuur is bepalend voor het verwarmingsoppervlak (afmetingen)
 - het temperatuurverschil is bepalend voor het waterdebiet en bijgevolg ook voor het drukverlies en de keuze van de pomp

- STAP 4: net zoals bij de gewone tweepijpsinstallaties kan men nu reeds overgaan tot de keuze van de verwarmingslichamen op basis van het gekozen waterregime, waarbij er eventueel een maximale watertemperatuur in rekening gebracht moet worden, afhankelijk van de gebruikte soort kunststofbuis. In tabel 29 wordt een overzicht gegeven van de radiatoren voor het aangenomen waterregime (een lagetemperatuurverwarming 50/40 °C; $\Delta\theta_w = 10$ K). De genormaliseerde warmteafgifte werd hierbij bepaald op basis van de correctiefactoren uit tabel D.1 (bijlage D, p. 237)
- STAP 5: aan de hand van de plannen van het gebouw bepaalt men vervolgens de plaats van de collector(en). Deze moeten zo centraal mogelijk in het gebouw opgesteld worden. Meestal wordt er per verdieping een collector voorzien
- STAP 6: daarna tekent men op de plannen het tracé van alle kringen uit. Elke kring bevat een radiator die rechtstreeks met een collector verbonden wordt
- STAP 7: ten slotte gaat men over tot de uittekening van het isometrische schema. Hoewel dit – gelet op de eenvoud van de collectorinstallaties – niet altijd nodig is, blijkt een dergelijk schema wel een nuttig hulpmiddel te zijn dat de volgende gegevens kan bevatten:
 - de kringen, de radiatoren, de collector(en) van het systeem en het tweepijpsleidingnet dat de verbinding tussen de collector(en) en de ketel vormt
 - alle voorziene bochtstukken en afsluitkranen, de te installeren nodige vermogens voor elk verwarmingslichaam en de omgevingstemperatuur van de te verwarmen ruimten
 - de nummering en lengte van de kringen en alle andere buisstukken in de installatie (kolommen, verbindingen naar de ketel ...).



Afb. 32 De collectorinstallatie uit het rekenvoorbeeld.

Tabel 29 Dimensionering van de radiatoren uit het rekenvoorbeeld (collectorsysteem), voor een waterregime van 50/40 °C.

Radiator	Omgevings-temperatuur θ_a (°C)	Nodig vermogen Φ (W)	Correctiefactor Φ/Φ_{n50} (-)	Genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} (W)
R1	20	2000	0,40	5000
R2	20	780	0,40	1950
R3	24	980	0,32	3062
R4	18	1350	0,44	3068
R5	18	1200	0,44	2727

7.4.4.2 KEUZE VAN DE BUISDIAMETER VAN DE KRINGEN

Voor het rekenvoorbeeld wordt verondersteld dat het collectorsysteem vijf radiatoren bevat, die elk met een aparte kring (kunststofbuis) verbonden worden met een centrale vertrek- en retourcollector (DN25) die gevoed wordt vanuit een wandketel (afbeelding 32, p. 115).

Naargelang van het gekozen waterregime en het hiermee overeenstemmende berekende waterdebiet, dient men vervolgens voor elke radiatorkring een geschikte buisdiameter te kiezen.

Vermits we in dit geval te maken hebben met een lagetemperatuurregime (50/40 °C), leidt de verdubbeling van het waterdebiet ($\Delta\theta_w = 10$ K i.p.v. 20 K) tot de keuze van grotere diameters. In de praktijk opteert men gewoonlijk voor een uniforme buisdiameter voor alle radiatoren. In het hier besproken geval viel de keuze op een kunststofbuis met een nominale diameter DN16 met een binnendiameter D_i van 0,012 m.

Verder veronderstellen we het gebruik van eenpijpsradiatorcransen, waarvan de voedingsfactor geregeld is op 100 % en die op de kunststofbuizen aangesloten kunnen worden met een goedgekeurd koppelingssysteem. Ten slotte wordt aangenomen dat de gekozen kraan een k_{vs} -waarde van 2,25 vertoont, zodat de globale ζ -waarde, berekend volgens formule (7.14) uit § 7.3.5.3.3, gelijk is aan 6,5.

7.4.4.3 BEREKENING VAN DE DRUKVERLIEZEN

De berekening van de drukverliezen voor de buisstukken van het collectorsysteem gebeurt volgens dezelfde principes als voor een klassieke tweepijpsinstallatie (§§ 7.3.7.2 tot 7.3.7.4). De rekenresultaten zijn samengevat in de tabellen 30 (p. 117) en 31 (p. 118) en dit, voor het gekozen waterregime van 50/40 °C.

In verband met tabel 30 kunnen de volgende opmerkingen gemaakt worden:

- de waterdebieten voor de verschillende kringen (kolom 3) worden berekend volgens de formules (7.1) of (7.2)
- de R- en v-waarden (kolommen 5 en 8) worden afgelezen uit de tabellen A.7 (p. 231) (voor kunststofbuizen) en A.3 (p. 227) (voor de collectoraansluiting naar de ketel)
- de meest ongunstige radiatorkring is deze van radiator R1 (met $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 10171$ Pa). Alle andere radiatorcransen die aangesloten zijn op de collector dienen dus in evenwicht gebracht te worden ten opzichte van deze kring. Dit gebeurt door het instellen van een regeldrukverlies (via een regelkraan op de collector), waarvan de waarde eenvoudig berekend kan worden als het verschil tussen het totale drukverlies van de betrokken kring en het drukverlies van de meest ongunstige kring. Het regeldrukverlies van radiator R2 is bijvoorbeeld gelijk aan (zie tabel 30):
$$\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R1}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 10171 - 1600 = 8571 \text{ Pa}$$
- hoewel men volgens de richtwaarden uit tabel 25 (p. 103) voor de aansluiting met de ketel had kunnen opteren voor een stalen buis met een nominale diameter DN15 of DN20, werd er in dit geval gekozen voor een stalen buis met een nominale diameter DN25, die overeenstemt met de diameter gebruikt voor de aansluiting met de ketel.

7.5 ONTWERP EN DIMENSIONERING VAN EEN EENPIJPSINSTALLATIE

7.5.1 PRINCIPESHEMA'S EN WERKING

Bij eenpijpsinstallaties worden de radiatoren zowel in serie als in parallel geplaatst teneinde te besparen op de leidinglengte. De installatie is opgebouwd uit zogenoemde eenpijpsringen, waarbij het vervoer van zowel het vertrek- als het retourwater doorheen elke radiator die aangesloten is op de ring verzekerd wordt door een enkele leiding. Hierbij stroomt er een gedeelte (meestal 50 %) van het waterdebiet door de radiator, terwijl het overige gedeelte rechtstreeks naar de ringleiding doorstroomt via de ingebouwde bypass van de eenpijpsradiatorkraan (zie § 7.5.2.2).

Als gevolg van de menging met het afgekoelde retourwater uit de radiatoren zal de temperatuur van het ringwater echter stapsgewijs (na elke radiator) beginnen af te koelen. Dit fenomeen moet gecompenseerd

(vervolg van de tekst op p. 118)

Tabel 30 Rekenblad voor de dimensionering van een collectorsysteem.

Waterregime: 50/40 °C $\Delta\theta_w = 10\text{ K}$				Gemiddelde watertemperatuur (θ_m): 45 °C Volumemassa van water (ρ_m): 990 kg/m ³									
Kringnummer	Vermogen	Waterdebiet	Buisdiameter	Lineaire drukverliezen			Plaatselijke drukverliezen			Totale drukverliezen	Thermosifonwerking	Gecumuleerde drukverliezen	Regeling
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
nr.	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionering van de radiatorkringen													
1	2000	172	0,0120	230	33,0	7590	0,43	28,5	2581	10171	-	10171	0
2	780	67	0,0120	44	27,0	1188	0,17	29,9	412	1600	-	1600	8572
3	980	84	0,0120	65	13,0	845	0,21	29,3	637	1482	-	1482	8689
4	1350	116	0,0120	115	18,0	2070	0,29	28,9	1193	3263	-	3263	6909
5	1200	103	0,0120	94	20,0	1880	0,26	29,0	946	2826	-	2826	7346
2. Dimensionering van de aansluiting tussen de collector en de ketel													
6	6310	543	0,0272	39	6	234	0,26	19,0	649	883	-	11054	-
3. Pompkarakteristieken (theoretisch werkpunt)													
	$q_{tot} = 543$			$\Delta p_{tot} = 11054$									

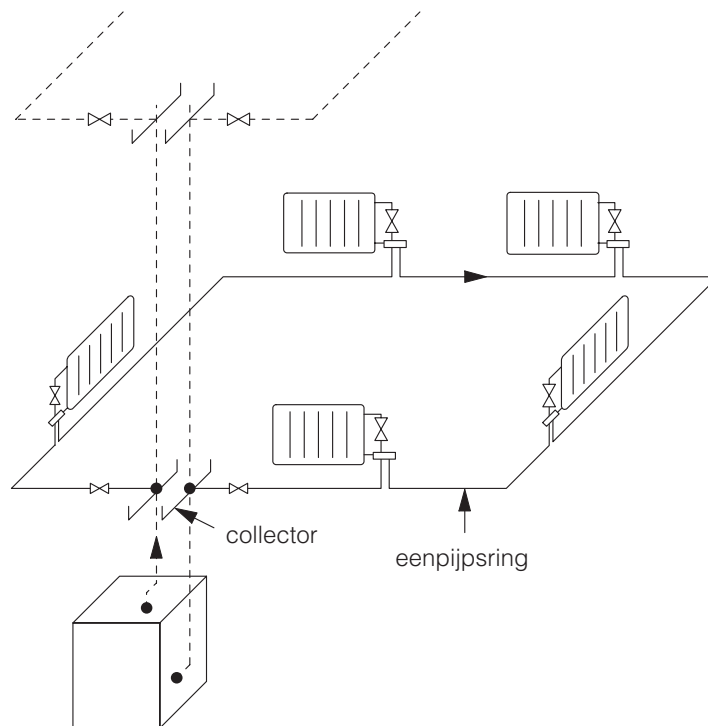
Tabel 31 Bepaling van de drukverliescoëfficiënten van de kringen in een collectorsysteem.

Kring-nummer	Binnendiameter D_i (m)	v_x/v	Installatieonderdeel	Aantal n	ζ -waarde	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
1	0,012	0,43/0,26 = 1,65	Radiator	1	5	5	28,5
			Thermostaatkraan	1	6,5	6,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	1,5	1,5	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,5	1,5	
2	0,012	0,17/0,26 = 0,65	Radiator	1	5	5	29,9
			Thermostaatkraan	1	6,5	6,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	3,3	3,3	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,1	1,1	
3	0,012	0,21/0,26 = 0,81	Radiator	1	5	5	29,3
			Thermostaatkraan	1	6,5	6,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	2,5	2,5	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,3	1,3	
4	0,012	0,29/0,26 = 1,12	Radiator	1	5	5	28,9
			Thermostaatkraan	1	6,5	6,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	1,9	1,9	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,5	1,5	
5	0,012	0,26/0,26 = 1,00	Radiator	1	5	5	29
			Thermostaatkraan	1	6,5	6,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	2	2	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,5	1,5	
6	0,0272	–	Collector (vertrekpunt)	1	0,5	0,5	19
			Collector (retourpunt)	1	1	1	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Ketel	1	2,5	2,5	
			Bochtstuk	6	0,5	3	

worden door de radiatoren groter te dimensioneren naarmate ze verder op de eenpijpsring gelegen zijn (zie § 7.5.4). Ondanks het feit dat er hierdoor een deel van de gerealiseerde besparing verloren gaat, kan dit deels opgevangen worden door het aantal radiatoren op de eenpijpsring te beperken (bv. maximaal 5). Anderzijds is er een nauwkeurige ontwerpberekening noodzakelijk om de radiatoren correct te kunnen dimensioneren.

Hoewel er heel wat verschillende opstellingswijzen mogelijk zijn, kan men deze in hoofdzaak terugbrengen tot de volgende twee hoofdstellingen:

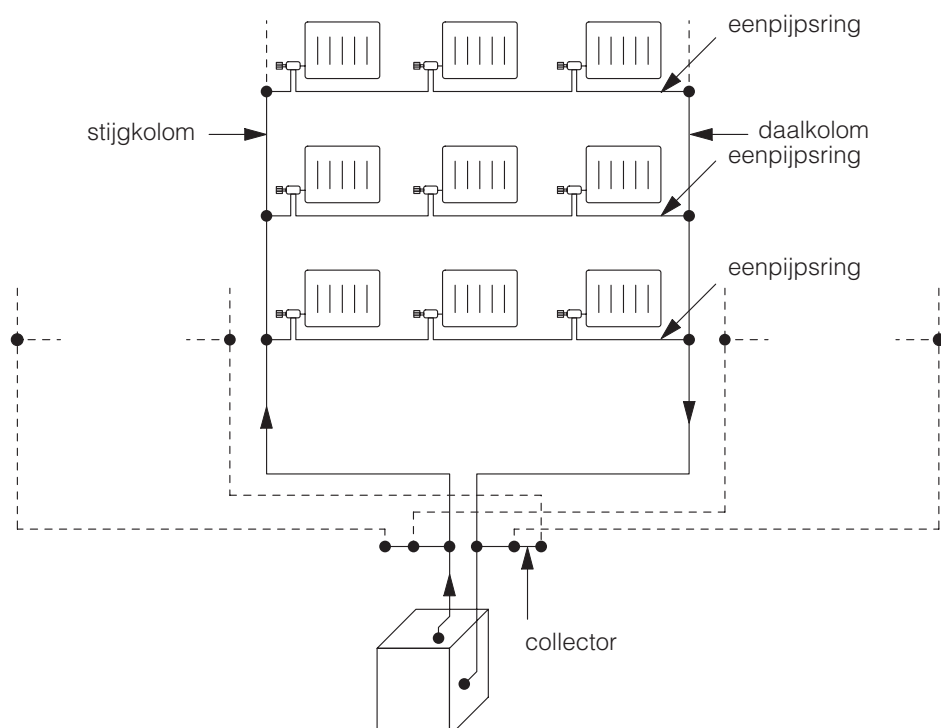
- de eenpijpsinstallatie, waarbij een of meerdere ringen gevoed worden vanuit een centrale collector die zich in de nabijheid van de stookketel bevindt (zie principeschema uit afbeelding 33, p. 119). Deze opstellingswijze wordt meestal aangewend voor kleinere installaties, zoals in eengezinswoningen en individueel verwarmde appartementen. De eenpijpsringen zelf zijn gewoonlijk opgebouwd uit koperen, precisie- of kunststofbuizen, die voorzien zijn van een vaste beschermmantel of die geplaatst zijn in een koker. Deze mantel of koker moet de buizen beschermen tegen corrosie en mechanische schade en – in het geval van kunststofbuizen – zorgen voor het opvangen van de veel grotere uitzetting (zie ook § 7.4). De buizen behouden dezelfde diameter over hun volledige lengte en verzekeren de rechtstreekse verbinding van alle in serie geplaatste radiatoren. In de regel worden ze direct in de dekvloer ingebed. Bij dit soort installaties wordt er frequent gebruikgemaakt van speciale eenpijpsradiatorkranen (zie § 7.5.2.2), die eventueel voorzien kunnen worden van specifieke aansluitkoppelstukken. Indien er meerdere verdiepingen bediend moeten worden, kan er desgewenst op elke verdieping een collector geplaatst worden. Het installatiegedeelte tussen de collector en de stookketel (en eventueel ook tussen



Afb. 33 Principeschema van een eenpijpsinstallatie met ringen, vertrekkend uit een centrale collector (kleine installaties).

de collectoren onderling) wordt uitgevoerd in stalen buizen of precisiebuisen en moet beschouwd en berekend worden als een gewone tweepijpsinstallatie

- de eenpijpsinstallatie, waarbij de ringen op elke verdieping aangesloten zijn op de stijgende en dalende kolommen, zoals weergegeven op het principeschema van afbeelding 34. Deze opstellingswijze wordt meestal toegepast in grotere gebouwen (kantoren en appartementen), die uitgerust zijn met een collectieve verwarmingsinstallatie.

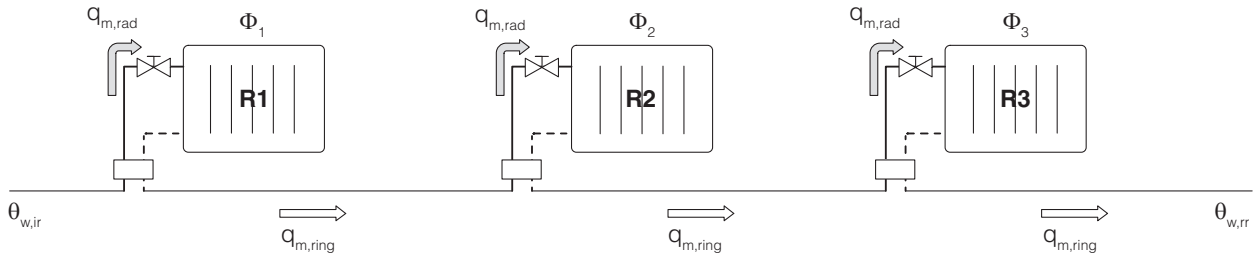


Afb. 34 Principeschema van een eenpijpsinstallatie met ringen, aangesloten op kolommen (per verdieping).

7.5.2 BEREKENING VAN DE WATERDEBIETEN IN EEN EENPIJPSINSTALLATIE

7.5.2.1 WATERDEBIET DOOR EEN EENPIJPSRING

In het geval van een eenpijpsinstallatie worden er verschillende verwarmingslichamen op dezelfde verwarmingskring aangesloten en wordt de functie van vertrek- en retourleiding door een en dezelfde buis gewaarborgd (zie principeopstelling uit afbeelding 35).



Afb. 35 Principeopstelling van een eenpijpsinstallatie met verschillende verwarmingslichamen.

Het waterdebiet door de eenpijpsring kan berekend worden volgens de volgende formule:

$$q_{m,ring} = \frac{\sum \Phi_x \cdot 3600}{c \cdot (\theta_{w,ir} - \theta_{w,rr})} \quad (\text{kg/h}) \quad (7.19)$$

waarbij:

$q_{m,ring}$: het waterdebiet in de eenpijpsring (in kg/h)

$\sum \Phi_x$: de som van de werkelijk te leveren vermogens van alle radiatoren op de ring (in W)

3600: een conversiefactor (in s/h)

c : de specifieke warmtecapaciteit van water (in J/kg.K)

$\theta_{w,ir}$: de vertrekwatertemperatuur (aan de ingang van de ring) (in °C)

$\theta_{w,rr}$: de retourwatertemperatuur (aan de uitgang van de ring) (in °C).

Het watertemperatuurverschil tussen de in- en uitgang van de eenpijpsring wordt vastgelegd bij het ontwerp (zie § 7.5.3.1).

VOORBEELD

Indien we voor de opstelling uit afbeelding 35 de volgende waarden veronderstellen:

• $\Phi_1 = 1000$ W, $\Phi_2 = 1590$ W en $\Phi_3 = 920$ W

• $\theta_{w,ir} = 80$ °C en $\theta_{w,rr} = 65$ °C,

zal het waterdebiet in de ring gelijk zijn aan:

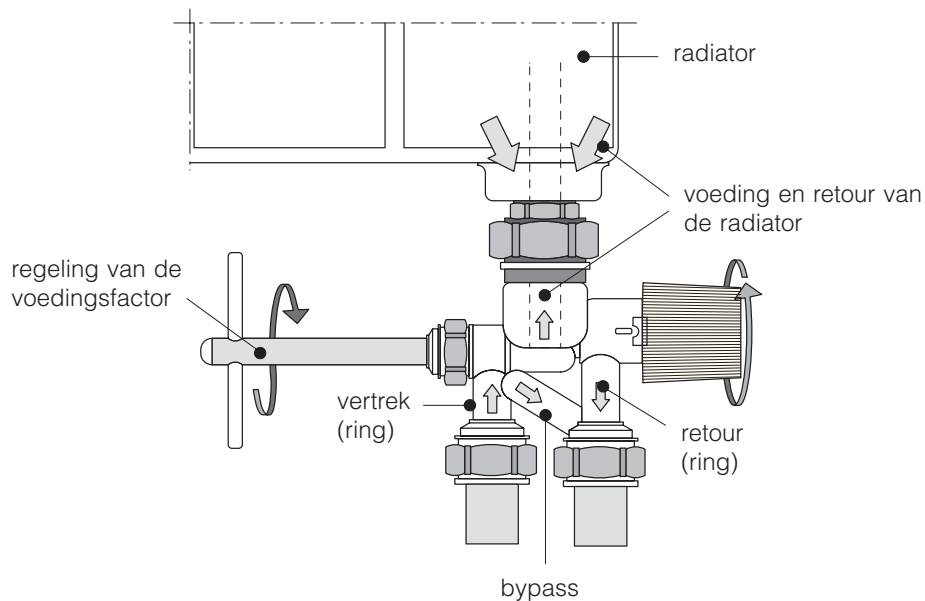
$$q_{m,ring} = \frac{(1000 + 1590 + 920) \cdot 3600}{4190 \cdot (80 - 65)} = 201 \text{ kg/h.}$$

7.5.2.2 WATERDEBIET DOOR ELK VERWARMINGSLICHAAM OP EEN EENPIJPSRING

In een aantal uitzonderlijke gevallen stroomt het volledige ringwaterdebiet doorheen elk verwarmingslichaam (bv. bij convectoren die in serie geplaatst zijn). In voorkomend geval zal het debiet door elk verwarmingslichaam gelijk zijn aan het volgens formule (7.19) bepaalde ringwaterdebiet. Deze opstellingswijze is evenwel af te raden, geteeld op het grote totale drukverlies over de eenpijpsring en de sterke daling van de watertemperatuur voor de laatst geplaatste verwarmingslichamen.

In alle andere gevallen stroomt er slechts een deel van het ringwaterdebiet doorheen de verwarmingslichamen, terwijl het resterende debiet door een bypass vloeit en opnieuw gemengd wordt met het retourwater uit het verwarmingslichaam. Deze verdeel- en mengregeling is volledig ingebouwd in de speciaal hiervoor ontworpen eenpijpsradiatorcransen (afbeelding 36, p. 121).

Met behulp van de huidige eenpijpscransen is het mogelijk om de verhouding tussen het ringwaterdebiet en het waterdebiet dat door de radiator stroomt te regelen tussen 50 en 100 %. Bij de meeste eenpijpscransen



Afb. 36 Eenpijpsradiatorkraan met regelbare voedingsfactor.

is de in de fabriek ingestelde verhouding gelijk aan 50 %. Op te merken valt dat een eenpijpskraan, waarvan de verhouding ingesteld wordt op 100 %, ook gebruikt kan worden als een gewone tweepijpskraan.

Deze vaste (of regelbare) debietverhouding wordt aangeduid als de voedingsfactor (α) en kan bepaald worden aan de hand van de volgende formule:

$$\alpha = \frac{q_{m,rad}}{q_{m,ring}} \quad (-) \quad (7.20)$$

waarbij:

α : de voedingsfactor van de eenpijpskraan (-)

$q_{m,rad}$: het waterdebiet door de radiator (in kg/h)

$q_{m,ring}$: het ringwaterdebiet, bepaald volgens formule (7.19) (in kg/h).

Het waterdebiet door het verwarmingslichaam kan dus eenvoudig als volgt bepaald worden:

$$q_{m,rad} = \alpha \cdot q_{m,ring} \quad (\text{kg/h}). \quad (7.21)$$

VOORBEELD

Als we uitgaan van het schema uit afbeelding 35 (p. 120) en in de veronderstelling dat de voedingsfactor van de eenpijpskraan α gelijk is aan 0,5 (= 50 %), zal het waterdebiet door elke radiator van de kring gelijk zijn aan:

$$q_{m,rad} = \alpha \cdot q_{m,ring} = 0,5 \cdot 201 = 100,5 \text{ kg/h.}$$

NOOT 31

De dimensionering van de op de eenpijpsring geplaatste radiatoren geschiedt volgens de werkwijze uit § 7.5.4.

7.5.3 BIJZONDERE ONTWERPREGELS VOOR EENPIJPSRINGEN

7.5.3.1 ONTWERP VAN DE RINGEN

De berekening van de eenpijpsringen beperkt zich uitsluitend tot de ringen zelf, d.w.z. tot aan de aansluiting op de collector (afbeelding 33, p. 119) of tot aan de aansluiting op de kolommen (afbeelding 34, p. 119). De kolommen, hun aansluiting op de collector en hun verbinding met de stookketel moeten daarentegen beschouwd en berekend worden als een gewone tweepijpsinstallatie.

De dimensionering van de eenpijpsringen begint met het ontwerp ervan. Hierbij dient men de volgende regels en beperkingen in acht te nemen:

- de warmteverliezen van de te verwarmen ruimten van het gebouw en de verdeling van de vermogens over de verschillende radiatoren moeten gekend zijn
- de lengte van de ringen mag niet te groot zijn, teneinde de totale drukverliezen te beperken
- de watertemperatuur van de op de eenpijpsring aangesloten radiatoren gaat in dalende lijn naarmate men zich verder stroomafwaarts begeeft. Om te vermijden dat de laatst geplaatste radiatoren op de eenpijpsring te groot zouden worden, is het bijgevolg aanbevolen om de grootste of voor het comfort belangrijkste radiatoren (living, badkamer ...) vooraan op de ring aan te sluiten en de minder belangrijke radiatoren (bv. hall, WC ...) op het einde van de ring te voorzien
- het totale vermogen van alle radiatoren op een ring is beperkt. Dit totale vermogen stemt immers overeen met een bepaald waterdebiet, dat zelf functie is van het gekozen watertemperatuurverschil. De hiermee overeenkomende watersnelheid (naargelang van de gekozen buisdiameter) dient omwille van akoestische redenen beperkt te worden tot de in tabel 28 (p. 114) opgegeven v_{\max} -waarden.

Ook voor de keuze van het aantal radiatoren per ring kan er een beroep gedaan worden op de waarden uit tabel 28 (p. 114). Hierin zijn immers de maximale totale vermogens (Φ_{\max}) per ring en de maximale waterdebieten ($q_{m,\max}$) in functie van de gekozen buistypes en buisdiameters opgenomen en dit, voor drie gekozen watertemperatuurverschillen (10, 15 en 20 K).

Voor eenzelfde totale vermogen op de ring leidt de keuze van een kleiner watertemperatuurverschil (bv. $\Delta\theta_w = 10$ K i.p.v. 20 K) als gevolg van de toename van het waterdebiet automatisch tot het gebruik van grotere buisdiameters. Dit is economisch gezien nadelig, maar levert anderzijds ook kleinere verwarmingsoppervlakken op, wat dan weer een positieve invloed heeft (zie hiervoor ook § 7.5.4).

Het is dus duidelijk dat de keuze van het watertemperatuurverschil, in combinatie met de gekozen buisdiameter en het aantal radiatoren per ring, een belangrijke invloed heeft op de dimensionering (en de kostprijs) van de eenpijpsverwarmingsinstallatie. Hoewel er inzake het te kiezen watertemperatuurverschil geen absolute regel bestaat, lijkt een $\Delta\theta_w$ -waarde van 15 K een economisch goed compromis te zijn.

7.5.3.2 BEREKENING VAN DE DRUKVERLIEZEN

Eens het ontwerp van de ringen afgerond is, kan de berekening van de totale drukverliezen van elke ring (zie § 7.3.3) doorgevoerd worden.

De totale drukverliezen van alle ringen die aangesloten zijn op dezelfde collector, dienen gelijk te zijn.

De afstelling ten opzichte van de meest ongunstige eenpijpsring gebeurt door het instellen van een regel-drukverlies ter hoogte van de aansluiting op de collector.

7.5.4 DIMENSIONERING VAN VERWARMINGSLICHAMEN OP EEN EENPIJPS-RING

7.5.4.1 BEPALING VAN DE WARMTEAFGIFTE VAN ELKE RADIATOR OP EEN EENPIJPS-RING

De keuze van de radiatoren voor plaatsing op een eenpijpsring is ingewikkelder dan voor klassieke tweepijpsinstallaties, waar alle radiatoren gevoed worden volgens hetzelfde waterregime. Bij de eenpijpsverwarming wordt elke op dezelfde ring geplaatste radiator daarentegen gevoed met water waarvan de temperatuur verschillend is naargelang van zijn positie op de ring.

Zo zal de eerst geplaatste radiator steeds met het warmste water gevoed worden, terwijl de verder stroomafwaarts gelegen radiatoren – als gevolg van de voortdurende menging van het ringwater met het afgekoelde retourwater van de opeenvolgende radiatoren – gevoed zullen worden door water met een alsmaar verder dalende temperatuur.

Concreet betekent dit dat men voor elk van de radiatoren van de eenpijpsverwarming de genormaliseerde

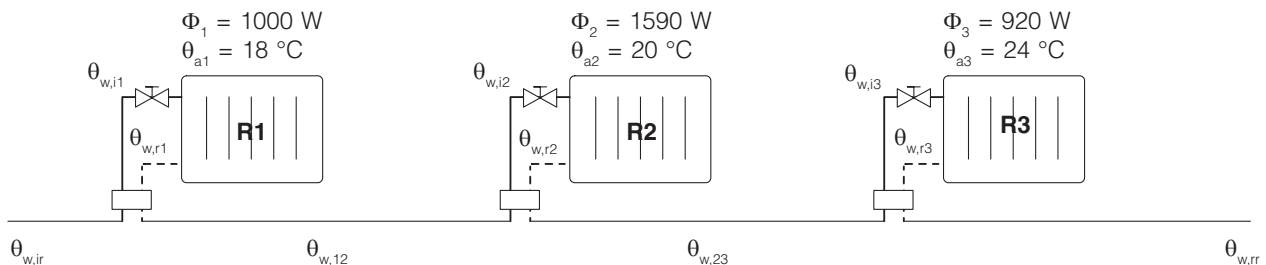
warmteafgifte (Φ_{n50} -waarde) zal moeten berekenen in functie van de werkelijke watertemperatuur aan de ingang en de uitgang ervan.

Dit impliceert met andere woorden dat de berekening van een eenpijpsverwarming een stuk ingewikkelder en tijdrovender zal zijn (geschikte software is aangeraden) dan deze van een tweepijpsverwarming. Het verloop van deze berekening wordt hierna beschreven aan de hand van een rekenvoorbeeld.

7.5.4.2 REKENVOORBEELD

In het voorbeeld uit afbeelding 37 zijn er drie radiatoren (R1-R2-R3) op de eenpijpsring aangesloten, die gevoed wordt volgens een waterregime van 80/65 °C. Voor wat betreft de nodige vermogens van de radiatoren, het ringdebiet en de radiatordebieten verwijzen we naar het voorbeeld uit § 7.5.2.1:

- nodige vermogens: $\Phi_1 = 1000 \text{ W}$, $\Phi_2 = 1590 \text{ W}$ en $\Phi_3 = 920 \text{ W}$
- watertemperaturen (aan de in- en uitgang van de ring): $\theta_{w,ir} = 80 \text{ °C}$, $\theta_{w,rr} = 65 \text{ °C}$ en $\Delta\theta_{w,r} = 15 \text{ K}$
- ringdebiet: $q_{w,ring} = 201 \text{ kg/h}$
- radiatordebiet: $q_{w,rad} = 100,5 \text{ kg/h}$ (voedingsfactor $\alpha = 50 \%$, zie § 7.5.2.2)
- omgevingstemperaturen: $\theta_{a1} = 18 \text{ °C}$ (R1), $\theta_{a2} = 20 \text{ °C}$ (R2) en $\theta_{a3} = 24 \text{ °C}$ (R3).



Afb. 37 Bepaling van de watertemperaturen voor de verschillende radiatoren op een eenpijpsring.

Hierna geven we een beknopt overzicht van de rekenprocedure ter bepaling van de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{50} voor de drie op de eenpijpsring aangesloten radiatoren.

■ Keuze van de radiator

De keuze van de verschillende radiatoren kan pas gebeuren indien de juiste watertemperatuur aan de in- ($\theta_{w,ix}$) en uitgang ($\theta_{w,rx}$) ervan gekend is. Vanaf dat ogenblik kunnen we achtereenvolgens de $\Delta\theta_m$ -waarde, de omrekeningsfactor f en de gevraagde Φ_{n50} -waarde berekenen, zoals uiteengezet werd in § 6.3.3.

■ Bepaling van de watertemperatuur aan de ingang van elke radiator

De watertemperatuur aan de ingang van elke radiator is gelijk aan de stroomopwaarts heersende ringwatertemperatuur.

Voor radiator 1 (R1) stelt dit geen enkel probleem, aangezien de ingaande watertemperatuur ($\theta_{w,i1}$) gelijk is aan de vertrekwatertemperatuur aan de ingang van de ring:

$$\theta_{w,i1} = \theta_{w,ir} = 80 \text{ °C.}$$

Voor de andere radiatoren zijn de ingaande watertemperaturen ($\theta_{w,i2}$ en $\theta_{w,i3}$) respectievelijk gelijk aan de (nog te berekenen) tussenliggende ringtemperaturen ($\theta_{w,12}$ en $\theta_{w,23}$, zie afbeelding 37).

De tussenliggende ringtemperaturen ($\theta_{w,12}$ en $\theta_{w,23}$) worden stapsgewijs berekend aan de hand van formule (6.3), waarbij rekening gehouden wordt met de verhouding van het gecumuleerde vermogen tot het totale vermogen van de ring. Dit gebeurt als volgt:

- bepaling van het totale vermogen van de ring: $\Phi_{tot} = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = 1000 + 1590 + 920 = 3510 \text{ W}$
- bepaling van de temperatuurdaling in de ring: $\Delta\theta_w = 80 - 65 = 15 \text{ K}$

- bepaling van de ringwatertemperatuur ($\theta_{w,12}$) tussen de radiatoren R1 en R2:

$$\theta_{w,12} = \theta_{w,ir} - \frac{\Phi_1 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{tot}} = 80 - \frac{1000 \cdot 15}{3510} = 75,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- bepaling van de ringwatertemperatuur (θ_{23}) tussen de radiatoren R2 en R3:

$$\theta_{w,23} = \theta_{w,ir} - \frac{(\Phi_1 + \Phi_2) \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{tot}} = 80 - \frac{(1000 + 1590) \cdot 15}{3510} = 68,93 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Voor de radiatoren R2 en R3 zijn de ingaande temperaturen dus respectievelijk gelijk aan:

$$\theta_{w,i2} = \theta_{w,12} = 75,73 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ en } \theta_{w,i3} = \theta_{w,23} = 68,93 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

■ Bepaling van de watertemperatuur aan de uitgang van elke radiator

De watertemperatuur aan de uitgang van elke radiator kan op een analoge wijze bepaald worden, aan de hand van formule (6.3). Hierbij dient er evenwel rekening gehouden te worden met het werkelijke waterdebiet doorheen elke radiator (invoering van de voedingsfactor α). Dit levert de volgende resultaten op:

- de uitgaande watertemperatuur ($\theta_{w,r1}$) van radiator R1 is gelijk aan:

$$\theta_{w,r1} = \theta_{w,ir} - \frac{\Phi_1 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 80 - \frac{1000 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 71,45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- de uitgaande watertemperatuur ($\theta_{w,r2}$) van radiator R2 is gelijk aan:

$$\theta_{w,r2} = \theta_{w,i2} - \frac{\Phi_2 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 75,73 - \frac{1590 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 62,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- de uitgaande watertemperatuur ($\theta_{w,r3}$) van radiator R3 is gelijk aan:

$$\theta_{w,r3} = \theta_{w,i3} - \frac{\Phi_3 \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{tot}} = 68,93 - \frac{920 \cdot 15}{0,5 \cdot 3510} = 61,07 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

■ Bepaling van de genormaliseerde Φ_{50} -waarde

Nu voor elke radiator zowel de in- als de uitgaande watertemperatuur gekend is, evenals de omgevings-temperatuur waarin hij geplaatst is, kan men op basis van de berekende waarden van de Φ_x/Φ_{n50} -verhouding overgaan tot de bepaling van de genormaliseerde Φ_{n50} -waarde voor elke radiator.

De aldus bekomen resultaten voor de drie radiatoren zijn in tabel 32 samengevat.

Tabel 32 Berekende watertemperaturen en genormaliseerde Φ_{n50} -waarde van de drie op de eenpijpsring aangesloten radiatoren.

Radiator	Φ_x (W)	θ_a ($^\circ\text{C}$)	$\theta_{w,ix}$ ($^\circ\text{C}$)	$\theta_{w,rx}$ ($^\circ\text{C}$)	$\Delta\theta_m$ (K)	Φ_x/Φ_{n50} (-)	Φ_{n50} (W)
Radiator 1	1000	18	80,00	71,45	57,62	1,21	828
Radiator 2	1590	20	75,73	62,14	48,62	0,97	1642
Radiator 3	920	24	68,93	61,07	40,87	0,77	1190

7.5.5 REKENVOORBEELD VOOR DE DIMENSIONERING VAN EEN EENPIJPS-INSTALLATIE

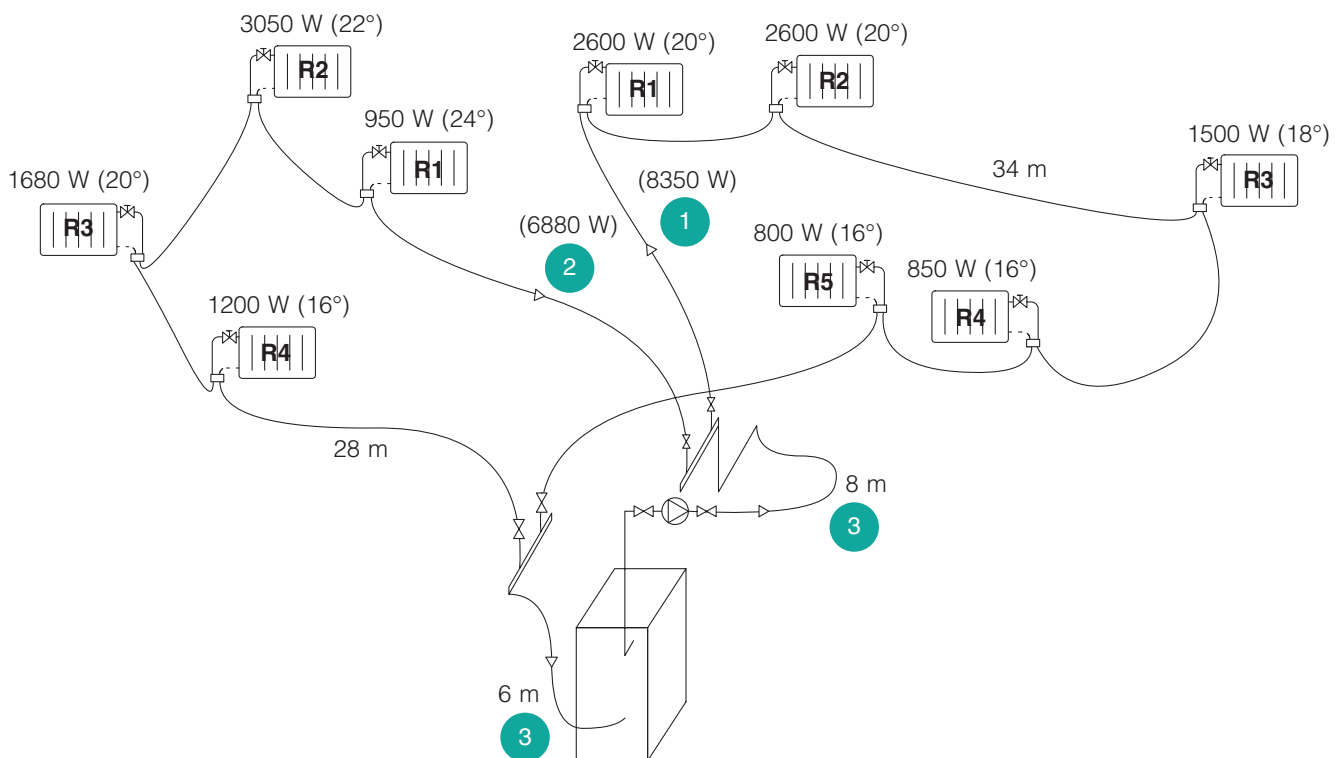
7.5.5.1 SCHEMA EN GEVOLGDE WERKWIJZE

Het rekenvoorbeeld betreft een eenvoudige eenpijpsinstallatie (zie afbeelding 38, p. 125), opgebouwd uit twee eenpijpsringen met respectievelijk 4 en 5 radiatoren, die aangesloten zijn op een centrale collector die verbonden is met de stookketel.

Vooraleer men start met de berekeningen, dienen er een aantal voorbereidende werkzaamheden uitgevoerd te worden, die hierna stapsgewijs samengevat worden:

- STAP 1: men start met de berekening van de warmteverliezen van alle verwarmde ruimten van het gebouw (volgens § 4.2)

- STAP 2: vervolgens duidt men voor elke te verwarmen ruimte de plaats(en) aan waar de verwarmingslichamen opgesteld kunnen worden, afhankelijk van de beschikbare ruimte. Indien er meerdere verwarmingslichamen in eenzelfde ruimte geplaatst worden, dient het totale te installeren vermogen (dat minstens gelijk is aan de berekende warmteverliezen) over deze toestellen verdeeld te worden
- STAP 3: de keuze van de verwarmingslichamen kan nog NIET doorgevoerd worden, omdat de gemiddelde voedingswatertemperatuur van deze toestellen nog moet berekend worden
- STAP 4: aan de hand van de plannen van het gebouw kan vervolgens overgegaan worden tot de samenstelling van de eenpijpsringen. Zoals reeds uitgelegd werd in § 7.5.3.1, zal het aantal radiatoren per ring afhankelijk zijn van het totale vermogen van alle radiatoren op deze ring, de gekozen buisdiameter en het weerhouden watertemperatuurverschil. Voor een definitieve keuze van deze ontwerpcriteria dient men zich te laten leiden door de richtwaarden uit tabel 28 (p. 114)
- STAP 5: ten slotte gaat men over tot de uittekening van het isometrische schema (zie afbeelding 38), dat minstens de volgende gegevens bevat:
 - het tracé van de ringen, de radiatoren, de collector(en) en het leidingnet dat de verbinding tussen de collector en de ketel vormt (dit is meestal een klassieke tweepijpsinstallatie)
 - alle voorziene bochtstukken en afsluitkranen
 - de nodige te installeren vermogens voor elk verwarmingslichaam, het totale vermogen voor elke ring en de omgevingstemperatuur van de te verwarmen ruimten
 - de nummering van de buizen: elke eenpijpsring wordt beschouwd als een buisstuk en krijgt dan ook een nummer. De andere buisstukken uit de installatie die niet tot de eenpijpsring behoren (kolommen, verbindingen naar de ketel ...), worden op dezelfde logische wijze genummerd als voor een tweepijpsinstallatie.



Afb. 38 Eenpijpsinstallatie uit het rekenvoorbeeld.

7.5.5.2 KEUZE VAN DE BUISDIAMETER VAN DE EENPIJPSRINGEN

In ons rekenvoorbeeld zijn de radiatoren verdeeld over twee ringen met een totaal vermogen ($\Sigma\Phi_{\text{tot}}$) van respectievelijk 8350 W (5 radiatoren op ring 1) en 6880 W (4 radiatoren op ring 2). Indien er voor de uitvoering van de eenpijpsringen geopteerd zou worden voor het gebruik van koperen buizen, kunnen we uit tabel 28 (p. 114) afleiden dat men hiervoor de keuze heeft tussen drie alternatieven:

- ofwel een koperen buis (DN20) met een $\Delta\theta_w = 10$ K ($\Phi_{\text{max}} = 8450$)
- ofwel een koperen buis (DN18) met een $\Delta\theta_w = 15$ K ($\Phi_{\text{max}} = 9210$)
- ofwel een koperen buis (DN16) met een $\Delta\theta_w = 20$ K ($\Phi_{\text{max}} = 8580$).

Het gebruik van grotere en duurdere buizen (DN20) zal leiden tot kleinere en goedkopere radiatoren (een kleinere $\Delta\theta_w$ beperkt de overdimensionering), terwijl het gebruik van kleinere en goedkopere buizen (DN16) tot grotere radiatoren leidt. Zoals reeds gesteld werd in § 7.5.3.1, vormt de keuze van een $\Delta\theta_w = 15$ K en een buis DN18 een goed economisch compromis. Men dient ten slotte ook een geschikt waterregime (80/65 °C) aan te nemen (zie NOOT 32) en gebruik te maken van eenpijpsradiatorkranen met een voedingsfactor van 50 % ($\alpha = 0,5$) en een k_v -waarde van 2,5 m³/h ($\zeta = 16,8$).

NOOT 32

Indien er geopteerd wordt voor lagere watertemperaturen, kunnen de radiatoren op de eenpijpsring dermate overgedimensioneerd zijn, dat hun keuze om economische redenen niet meer haalbaar is. Het ontwerp van de installatie dient in voorkomend geval aangepast te worden, bijvoorbeeld door de opsplitsing van elke ring in meerdere ringen.

7.5.5.3 BEREKENING VAN DE DRUKVERLIEZEN

De berekening van de drukverliezen voor de eenpijpsringen en voor de buisverbinding tot aan de ketel kan gebeuren volgens dezelfde rekenprincipes als voor de tweepijpsinstallaties (zie §§ 7.3.7.2 tot 7.3.7.4). Men kan hiervoor bijgevolg gebruikmaken van hetzelfde rekenblad. De resultaten staan samengevat in de tabellen 33 (hieronder) en 34 (p. 127).

Tabel 33 Bepaling van de drukverliescoëfficiënten van de ringen in een eenpijpsinstallatie.

Ring of buisnummer	Binnendiameter D_i (m)	v_x/v	Installatieonderdeel	Aantal n	ζ -waarde	$n \cdot \zeta$	$\Sigma n \cdot \zeta$
1	0,016	0,68/0,43 = 1,58	Radiator	5	2,5	12,5	117,5
			Thermostaatkraan	5	16,8	84	
			Bochtstuk	12	0,5	6	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	1,5	1,5	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,5	1,5	
2	0,016	0,56/0,43 = 1,30	Radiator	4	2,5	10	97,2
			Thermostaatkraan	4	16,8	67,2	
			Bochtstuk	10	0,5	5	
			Afsluitkraan	2	6	12	
			Aftakking (splitsend)	1	1,5	1,5	
			Aftakking (verzamelend)	1	1,5	1,5	
3	0,0272	-	Collector (vertrekpunt)	1	0,5	0,5	3,5
			Collector (retourpunt)	1	1	1	
			Afsluitkraan	4	6	24	
			Ketel	1	2,5	2,5	
			Bochtstuk	11	0,5	5,5	

In verband met tabel 34 (p. 127) kunnen nog de volgende opmerkingen gemaakt worden:

- de waterdebieten voor de eenpijpsringen (kolom 3) worden berekend volgens de formule (7.19)
- de R- en v-waarden (kolommen 5 en 8) worden afgelezen uit de tabellen A.6 (p. 230) (voor koperen buizen) en A.3 (p. 227) (voor stalen buizen en de aansluiting tussen de collector en de ketel). Hierbij dient men rekening te houden met de berekende debieten
- de twee eenpijpsringen moeten in evenwicht zijn ter hoogte van de collector. Daarom moet er op ring 2 een regeldrukverlies ingesteld worden ten opzichte van de meest ongunstige ring (ring 1). Dit kan gebeuren door middel van een regelkraan aan de aftakking op de collector, waarvan de waarde gelijk is aan (zie kolom 14):

$$\Delta p_{\text{reg}} = 37854 - 21451 = 16403 \text{ Pa}$$

- voor de aansluiting op de ketel dient men te opteren voor een stalen buis met een nominale diameter DN25 en een binnendiameter D_i van 0,0272 m. De richtwaarden uit tabel 25 (p. 103) kunnen hierbij als keuzecriteria gehanteerd worden.

Tabel 34 Rekenblad voor de dimensionering van een eenpijpsinstallatie.

Waterregime: 80/65 °C $\Delta\theta_w = 15 \text{ K}$				Gemiddelde watertemperatuur (θ_m): 70 °C Volumemassa van water (ρ_m): 978 kg/m ³									
Ringnummer	Vermogen	Water-debiet	Buis-diameter	Lineaire drukverliezen			Plaatseijke drukverliezen			Totale drukverliezen	Thermosifonwerking	Gecumuleerde drukverliezen	Regeling
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
nr.	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionering van de eenpijpsringen													
1	8350	478	0,016	337	34	11458	0,68	118	26405	37854	-	37854	-
2	6880	394	0,016	240	28	6720	0,56	97	14731	21451	-	21451	16403
2. Dimensionering van de aansluiting tussen de collector en de ketel													
3	15230	872	0,0272	94	14	1316	0,43	34	3029	4345	-	42200	-
3. Pompkarakteristieken (theoretisch werkpunt)													
												$q_{tot} = 872$	$\Delta p_{tot} = 42200$

7.5.5.4 DIMENSIONERING VAN DE RADIATOREN

7.5.5.4.1 WERKWIJZE

De berekening van de werkelijke en de genormaliseerde warmteafgifte van op een eenpijpsring geplaatste radiatoren werd reeds uitgebreid toegelicht in § 7.5.4.

De in voornoemde paragraaf gevolgde werkwijze kan gemakkelijk doorgevoerd worden door gebruik te maken van het speciaal hiertoe bestemde rekenblad dat opgenomen is in bijlage G (p. 243).

Het ingevulde rekenblad voor de radiatoren uit de eenpijpsringen uit ons voorbeeld is voorgesteld in tabel 35. De manier waarop dit rekenblad ingevuld dient te worden, is hierna beschreven.

Tabel 35 Dimensionering van de radiatoren uit het rekenvoorbeeld (eenpijpsinstallatie).

Waterregime: 80/65 °C $\Delta\theta_{w,r} = 15 \text{ K}$						Voedingsfactor α van de eenpijpskraan: 50 %			
Radiatoren			Watertemperaturen			Genormaliseerde warmteafgifte			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Radiator-nummer	$\Phi_x \text{ (W)}$ (¹)	$\Sigma\Phi_x \text{ (W)}$ (²)	$\theta_{w,xy} \text{ (}^\circ\text{C)}$ (³)	$\theta_{w,ix} \text{ (}^\circ\text{C)}$ (⁴)	$\theta_{w,rx} \text{ (}^\circ\text{C)}$ (⁵)	$\theta_a \text{ (}^\circ\text{C)}$ (⁶)	$\Delta\theta_m \text{ (}^\circ\text{C)}$ (⁷)	$\Phi_x/\Phi_{x,n50} \text{ (-)}$ (⁸)	$\Phi_{x,n50} \text{ (W)}$ (⁹)
Ring 1			$\theta_{w,ir} = 80$						
R1	2600	2600	75,33	80,00	70,66	20	55,20	1,14	2276
R2	2600	5200	70,66	75,33	65,99	20	50,51	1,02	2554
R3	1500	6700	67,96	70,66	65,27	18	49,92	1,00	1497
R4	850	7550	66,44	67,96	64,91	16	50,42	1,02	837
R5	800	8350	65,00	66,44	63,56	16	48,99	0,98	818
$\Phi_{tot,1} = 8350 \text{ (W)}$									
Ring 2			$\theta_{w,ir} = 80$						
R1	950	950	77,93	80,00	75,86	24	53,90	1,11	858
R2	3050	4000	71,28	77,93	64,63	22	48,98	0,98	3119
R3	1680	5680	67,62	71,28	63,95	20	47,52	0,94	1787
R4	1200	6880	65,00	67,62	62,39	16	48,95	0,98	1228
$\Phi_{tot,2} = 6880 \text{ (W)}$									
⁽¹⁾ De warmteafgifte van radiator x (volgens de berekende warmteverliezen). ⁽²⁾ De gecumuleerde warmteafgifte van de radiatoren op de ring ($\Phi_{tot,z} =$ totale warmteafgifte op de ring z). ⁽³⁾ De watertemperatuur in de ring (tussen radiator x en radiator y): $\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - (\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \Phi_{tot,z})$. ⁽⁴⁾ De watertemperatuur aan de ingang van radiator x (deze is gelijk aan de watertemperatuur in de ring vóór radiator x). ⁽⁵⁾ De watertemperatuur aan de uitgang van radiator x: $\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - (\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \alpha \cdot \Phi_{tot,z})$. ⁽⁶⁾ De binnentemperatuur van het vertrek. ⁽⁷⁾ Het temperatuurverschil tussen het water en de omgeving: $\Delta\theta_m = (\theta_{w,ix} - \theta_{w,rx}) / \ln[(\theta_{w,ix} - \theta_a) / (\theta_{w,rx} - \theta_a)]$. ⁽⁸⁾ De omrekeningsfactor voor de genormaliseerde warmteafgifte: $\Phi_x / \Phi_{x,n50} = (\Delta\theta_m / 49,83)^{1,3}$. ⁽⁹⁾ De genormaliseerde warmteafgifte van de te kiezen radiator.									

7.5.5.4.2 ALGEMENE GEGEVENS BETREFFENDE DE RING

Bij de berekening werden de volgende algemene gegevens aangenomen:

- gekozen waterregime: 80/65 °C
- temperatuur aan de ingang van de ring: $\theta_{w,ir} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$
- temperatuurverschil tussen de in- en uitgang van de ring: $\Delta\theta_{w,r} = 15 \text{ K}$.

7.5.5.4.3 DIMENSIONERING VAN DE RADIATOREN

De dimensionering van de verschillende radiatoren gebeurt als volgt (zie tabel 35):

- kolommen 2 en 3: bepaling van de geïnstalleerde vermogens: in de kolommen 2 en 3 van het rekenblad

wordt voor alle op de ring aangesloten radiatoren de werkelijke warmteafgifte Φ_x en de gecumuleerde warmteafgifte $\Sigma\Phi_x$ opgegeven. De totale vermogens voor beide ringen bedragen respectievelijk: $\Phi_{\text{tot},1} = 8350 \text{ W}$ en $\Phi_{\text{tot},2} = 6880 \text{ W}$

- kolom 4: bepaling van de watertemperatuur tussen de radiatoren: in kolom 4 wordt voor elke radiator de watertemperatuur berekend die in ring (z) tussen de betrokken radiator (x) en de volgende radiator (y) heerst. Dit gebeurt volgens de volgende formule:

$$\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - \frac{\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\Phi_{\text{tot},z}} \quad (^\circ\text{C}).$$

De watertemperatuur die heerst tussen de radiatoren R3 en R4 is bijvoorbeeld gelijk aan:

$$\theta_{w,34} = 80 - \frac{6700 \cdot 15}{8350} = 67,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

- kolom 5: bepaling van de watertemperatuur aan de ingang van de radiatoren: voor de eerste radiator op de ring (R1) is deingangswatertemperatuur gelijk aan deze aan de ingang van de ring, d.w.z. $\theta_{w,ir}$ (hier = $80 \text{ }^\circ\text{C}$). Voor de andere radiatoren op de ring is deingangswatertemperatuur gelijk aan de watertemperatuur die in de ring heerst tussen de betrokken radiator en de stroomopwaarts gelegen radiator (waarden uit kolom 4):

$$\theta_{w,iy} = \theta_{w,xy}$$

Door de berekende watertemperaturen uit kolom 4 een vakje lager over te schrijven in kolom 5, bekomt men aldus de ingangstemperatuur aan elke radiator. Voor radiator R4 is deingangswatertemperatuur bijvoorbeeld gelijk aan: $\theta_{w,i4} = \theta_{w,34} = 67,96 \text{ }^\circ\text{C}$

- kolom 6: bepaling van de watertemperatuur aan de uitgang van de radiator: in kolom 6 wordt de werkelijke watertemperatuur aan de uitgang van elke radiator berekend volgens de volgende formule:

$$\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - \frac{\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r}}{\alpha \cdot \Phi_{\text{tot},z}} \quad (^\circ\text{C}).$$

De voedingsfactor (α) houdt rekening met het werkelijke debiet door de radiator en is in het voorbeeld gelijk aan 0,5. Voor radiator R3 (ring 1) vinden we bijvoorbeeld dat:

$$\theta_{w,r3} = 70,66 - \frac{1500 \cdot 15}{0,5 \cdot 8350} = 65,27 \text{ }^\circ\text{C}$$

- kolom 7: bepaling van de binnentemperatuur van het vertrek: in kolom 7 wordt de omgevingstemperatuur (θ_a) opgegeven van de ruimte waarin de radiator opgesteld is
- kolommen 8 en 9: bepaling van de omrekeningsfactoren: teneinde de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} van elke radiator te kunnen bepalen, dient men vooreerst de waarde van de omrekeningsfactor Φ/Φ_{n50} te becijferen. Gelet op het feit dat de watertemperaturen aan de in- en uitgang van de radiatoren bij eenpijpsleidingen steeds verschillend zijn, kan men hiertoe geen beroep doen op de voorberekende waarden uit tabel D.1 (p. 237). Daarom wordt er in de kolommen 8 en 9 teruggegrepen naar de formules (6.1) en (6.2). Voor radiator R3 vinden we in kolom 8 bijvoorbeeld dat:

$$\Delta\theta_m = \frac{70,66 - 65,27}{\ln\left(\frac{70,66 - 18}{65,27 - 18}\right)} = \frac{5,39}{\ln(1,11)} = 49,92 \text{ K.}$$

In kolom 9 vinden we dan weer (afgerond) dat:

$$\frac{\Phi_x}{\Phi_{n50}} = \left(\frac{49,92}{49,83}\right)^{1,3} = 1^{1,3} = 1 \quad (-)$$

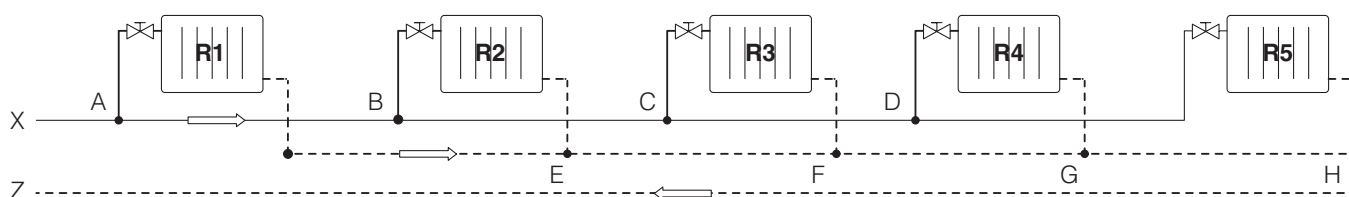
- kolom 10: bepaling van de genormaliseerde warmteafgifte: in kolom 10 wordt ten slotte de genormaliseerde warmteafgifte Φ_{n50} gegeven op basis van de gevonden Φ_x/Φ_{n50} -waarde. Voor radiator R3 vinden we bijvoorbeeld dat: $\Phi_{n50} = 1500 / 1,00 = 1500 \text{ W}$ (afgeronde waarde). Op basis van de aldus berekende Φ_{n50} -waarde kan men uiteindelijk overgaan tot de keuze van de geschikte radiator in de warmteafgifte-tabellen van de fabrikanten. Dit dient te gebeuren voor een waterregime van $75/65 \text{ }^\circ\text{C}$ en in de kolom die overeenstemt met een omgevingstemperatuur van $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

7.6 ONTWERP VAN EEN TICHELMANNINSTALLATIE

7.6.1 PRINCIPESHEMA EN WERKING

Bij uitgebreide tweepijpsinstallaties met lange rijen in parallel geplaatste radiatoren (zoals het geval kan zijn in grote openbare gebouwen, scholen, ziekenhuizen ...), kan het verschil in drukverlies tussen de radiatorkring van de verst van de stookketel verwijderde radiator en deze van de dichtst bij de ketel geplaatste radiator zeer groot worden.

In dergelijke omstandigheden is het mogelijk dat het onevenwicht ten gevolge van het verschil in druk niet meer opgevangen kan worden door middel van een regelkraan of dat er akoestische problemen ontstaan ter hoogte van de regelapparatuur.



Afb. 39 Principeschema van een Tichelmanninstallatie.

Deze problemen kunnen vermeden worden door de vertrek- en retourleidingen in het geval van een lange rij radiatoren aan te sluiten zoals getoond in afbeelding 39. Een dergelijke aansluiting, ook Tichelmannkring genoemd, biedt het voordeel dat de totale lengte van elke radiatorkring ongeveer gelijk blijft en dat de verschillende kringen bijgevolg ook vergelijkbare drukverliezen zullen vertonen. Zo kunnen we voor de radiatorringen van R1, R3 en R5 bijvoorbeeld aannemen dat:

$$\text{kringlengte (X-A-R1-E-F-G-H-Z)} \approx \text{kringlengte (X-A-B-C-R3-F-G-H-Z)} \approx \text{kringlengte (X-A-B-C-D-R5-H-Z)}.$$

Door het feit dat alle radiatorringen ongeveer even lang zijn, wordt er in een Tichelmannkring ook een zeker evenwicht ingebouwd en ligt het in de lijn van de verwachtingen dat de totale drukverliezen van de verschillende kringen weinig van elkaar zullen afwijken. Hoewel dit relatief is, kan men stellen dat de uit te voeren regelingen bij een Tichelmanninstallatie (in absolute waarde) beperkter zullen zijn dan bij een klassieke tweepijpsinstallatie.

Tichelmanninstallaties vertonen wel het nadeel dat de investeringen groter zullen zijn als gevolg van de grotere totale buislengte. Deze meerkosten kunnen op termijn echter wel teruggewonnen worden door een betere besteding van de pompenergie (kleinere totale drukverliezen).

NOOT 33

Het principe van de Tichelmannkring kan ook toegepast worden bij de aansluiting van ketels of bij de aansluiting van kolomvoeten van meerdere in eenzelfde verwarmingskring gelegen kolommen. Het dimensioneren en afregelen van dergelijke aansluitingen gebeurt volgens dezelfde principes als voor radiatoren op een Tichelmannkring.

7.6.2 BIJZONDERE ONTWERPREGELS VOOR TICHELMANNINSTALLATIES

7.6.2.1 DIMENSIONERING VAN DE RADIATORKRINGEN VAN EEN TICHELMANN-INSTALLATIE

De dimensionering van de radiatorringen van een Tichelmanninstallatie gebeurt op analoge wijze als voor een klassieke tweepijpsinstallatie. Dit betekent dat men voor elke radiatorkring overgaat tot de berekening van de totale drukverliezen en de in te stellen regeldrukverliezen, in functie van het totale drukverlies van de meest ongunstige radiatorkring.

In het geval van een Tichelmanninstallatie is de meest ongunstige radiatorkring niet altijd deze van de radiator die het verst van de ketel gelegen is, d.w.z. de radiatorkring met de langste vertrekleiding (bv. radiator R5 uit afbeelding 39). Het kan immers even goed gaan om de radiatorkring met de langste retourleiding, d.w.z. de radiator die het dichtst bij de ketel staat (bv. radiator R1 uit afbeelding 39), of soms zelfs om de radiatorkring van een van de tussenliggende radiatoren.

Ter bepaling van de meest ongunstige radiatorkring uit de Tichelmanninstallatie begint men dus best met de dimensionering van de twee eerstgenoemde kringen. De richtwaarden voor v_{\max} en R_{\max} uit tabel 24 (p. 102) kunnen in deze context als basis dienen voor de bepaling van de buisdiameters. Eens de buisdiameters gekozen zijn, kan men voor beide kringen overgaan tot de berekening van de totale drukverliezen.

De radiatorkring met het grootste totale drukverlies ($\Delta p_{\text{tot,max}}$) geldt dan meestal als meest ongunstige radiatorkring.

7.6.2.2 BEPALING VAN DE REGELDRIJKVERLIEZEN

Na afronding van de dimensionering van de andere op de Tichelmanninstallatie aangesloten radiatorkringen, worden de in te stellen regeldrukverliezen berekend ten opzichte van het maximale drukverlies van de meest ongunstige kring, d.w.z.:

$$\Delta p_{\text{reg,RX}} = \Delta p_{\text{tot,max}} - \Delta p_{\text{tot,RX}} \quad (\text{Pa}) \quad (7.22)$$

waarbij:

$\Delta p_{\text{reg,RX}}$: het in te stellen regeldrukverlies voor radiator RX (in Pa)

$\Delta p_{\text{tot,max}}$: het totale drukverlies van de meest ongunstige radiatorkring (in Pa)

$\Delta p_{\text{tot,RX}}$: het totale drukverlies van radiatorkring RX (in Pa).

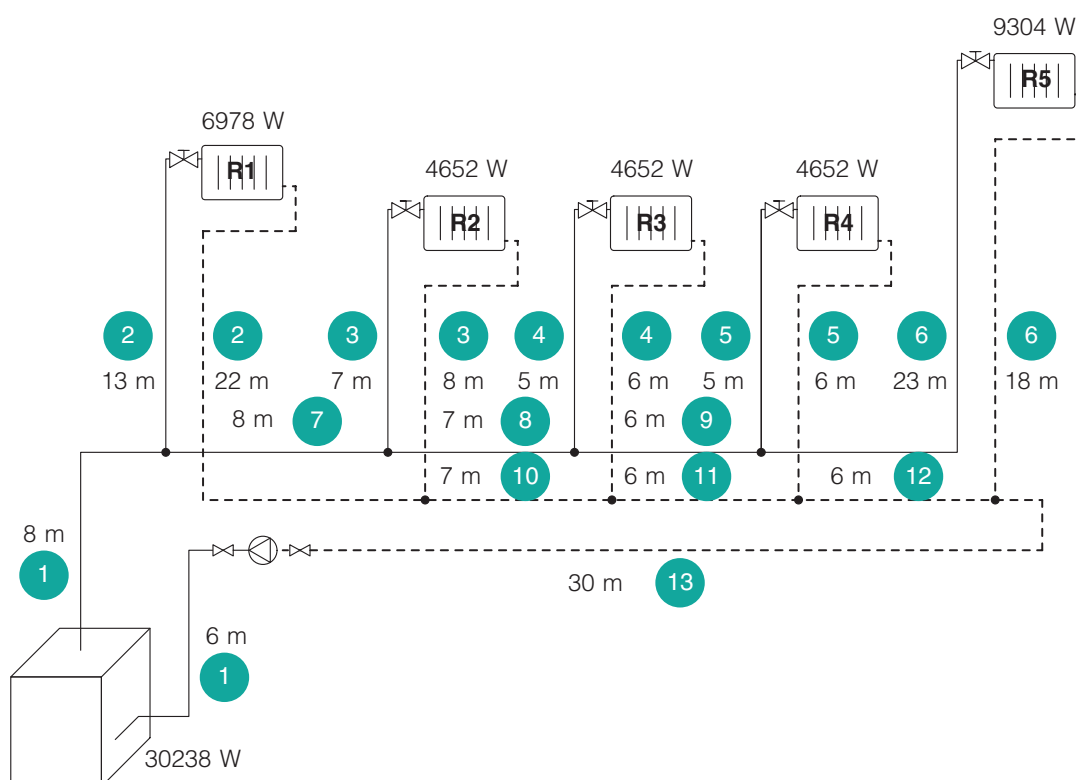
7.6.3 REKENVOORBEELD VOOR DE DIMENSIONERING VAN EEN TICHELMANNINSTALLATIE

7.6.3.1 SCHEMA EN GEVOLGDE WERKWIJZE

Afbeelding 40 geeft het prinsieschema van de Tichelmanninstallatie uit het rekenvoorbeeld weer. We veronderstellen dat er hierop 5 radiatoren met een totaal vermogen van 30238 W aangesloten zijn, die gevoed worden aan een temperatuurregime van 80/60 °C. Alle leidingen zijn opgebouwd uit stalen buizen.

De voorbereidende werkzaamheden bij een Tichelmanninstallatie zijn dezelfde als voor een tweepijpsinstallatie (zie § 7.3.7.1). Men dient hierbij evenwel ook nog aandacht te besteden aan de volgende punten:

- in het prinsieschema (zie afbeelding 40) moet zowel de vertrek- als de retourleiding voorgesteld zijn, aangezien beide een verschillend verloop kennen
- de buisstukken van de vertrek- en de retourleiding van de Tichelmannkring moeten apart genummerd worden. De aansluiting van elke radiator op de kring kan wel als een buisstuk beschouwd worden (= 1 buisnummer).



Afb. 40 Prinsieschema van de Tichelmanninstallatie uit het rekenvoorbeeld.

7.6.3.2 DIMENSIONERING VAN DE MEEST ONGUNSTIGE KRING

Zoals uitgelegd in § 7.6.2, gaat men bij de berekening van een Tichelmannkring van start met de dimensionering van de kring met de langste vertrekleiding (radiator R5) en met de langste retourleiding (radiator R1). Voor deze twee kringen worden de waterdebieten, de buisdiameters en de drukverliezen bepaald op dezelfde wijze als voor een tweepijpsinstallatie (zie §§ 7.3.7.2 en 7.3.7.3). De resultaten van de berekeningen zijn ingevuld in de kolommen 1 tot en met 13 van tabel 36 (p. 133-134), terwijl de details voor de bepaling van de totale drukverliescoëfficiënten voor alle buisstukken opgenomen zijn in tabel 37 (p. 135). Uit de rekenresultaten (tabel 36) volgt dat de meest ongunstige kring deze met de langste vertrekleiding is. Het gaat hier meer bepaald om de kring van radiator R5 met $\Delta p_{\text{tot}} = 24610$ Pa.

7.6.3.3 DIMENSIONERING VAN DE ANDERE KRINGEN

Nu dienen ook nog de overige radiatorkringen (deze van radiatoren R2, R3 en R4) gedimensioneerd te worden. In deze context willen we erop wijzen dat het merendeel van de buisstukken van deze radiatorkringen (met uitzondering van de radiatoraansluitingen) reeds gedimensioneerd werd bij de berekening van de radiatorkring met de langste retourleiding (R1) en de langste vertrekleiding (R5). Dit betekent dat de informatie uit de kolommen 1 tot 11 van tabel 36, die betrekking hebben op de gemeenschappelijke buisstukken van de radiatorkringen R1 en R5, gewoon overgenomen kunnen worden bij de dimensionering van de overblijvende radiatorkringen.

Voor de aansluitleidingen van de radiatoren R2 (buisstuk 3), R3 (buisstuk 4) en R4 (buisstuk 5) wordt telkens gebruikgemaakt van een buis met een nominale diameter DN15 en een binnendiameter D_i van 0,016 m en dit, rekening houdend met de q_{max} -waarden uit tabel 25 (p. 103). Ten slotte dient men voor de radiatorkringen R2, R3 en R4 ook nog over te gaan tot de berekening van de gecumuleerde drukverliezen Δp_{tot} (kolom 13) (zie tabel 36).

7.6.3.4 REGELDRIKVERLIEZEN

De in te stellen regeldrukverliezen kunnen gemakkelijk bepaald worden aan de hand van de berekende totale drukverliezen van elke radiatorkring. Men hoeft dan enkel nog het regeldrukverlies te berekenen ten opzichte van de meest ongunstige radiatorkring. Dit gebeurt als volgt:

- op basis van de resultaten uit tabel 36 (kolom 13) kunnen we voor de 5 radiatorkringen de volgende berekende totale drukverliezen afleiden:
 - $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 15801$ Pa
 - $\Delta p_{\text{tot,R2}} = 15962$ Pa
 - $\Delta p_{\text{tot,R3}} = 15423$ Pa
 - $\Delta p_{\text{tot,R4}} = 15257$ Pa
 - $\Delta p_{\text{tot,R5}} = 24610$ Pa (meest ongunstige radiatorkring)
- om een drukevenwicht te kunnen realiseren, moet er voor elke radiatorkring een regeldrukverlies bepaald worden (d.i. het verschil tussen het totale drukverlies van de betrokken radiatorkring en dit van de meest ongunstige kring):
 - $\Delta p_{\text{reg,R1}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R1}} = 24610 - 15801 = 8809$ Pa
 - $\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 24610 - 15962 = 8648$ Pa
 - $\Delta p_{\text{reg,R3}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R3}} = 24610 - 15423 = 9187$ Pa
 - $\Delta p_{\text{reg,R4}} = \Delta p_{\text{tot,R5}} - \Delta p_{\text{tot,R4}} = 24610 - 15257 = 9353$ Pa
 - $\Delta p_{\text{reg,R5}} = 0$ Pa
- deze berekende waarden zijn opgenomen in kolom 14 van tabel 36, ter hoogte van het buisstuk dat de betreffende radiator bevat.

NOOT 34

Alle berekende regeldrukverliezen liggen in dezelfde grootteorde, wat typerend is voor de Tichelmannkring omwille van het ingebouwde evenwicht bij de conceptie ervan.

(vervolg van de tekst op p. 135)

Tabel 36 Rekenblad voor de dimensionering van een Tichelmanninstallatie.

Waterregime: 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20\text{ K}$		Gemiddelde watertemperatuur (θ_m): 70 °C Volumemassa van water (ρ_m): 978 kg/m ³											
Buisnummer	Vermogen (W)	Waterdebiet (kg/h)	Buisdiameter (m)	Lineaire drukverliezen			Plaatselijke drukverliezen			Totale drukverliezen	Thermosifonwerking	Gecumuleerde drukverliezen	Regeling
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
nr.	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{ot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)
1. Dimensionering van radiatorkring R1 (kring met de langste retourleiding)													
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	
2	6978	300	0,0216	40	35	1400	0,23	356,3	9427	10827	-	12182	8808
10	11630	500	0,0216	105	7	735	0,39	0,0	0	735	-	12917	
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	13324	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13906	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15801	
				98									
2. Dimensionering van radiatorkring R5 (kring met de langste vertrekleiding = meest ongunstige kring)													
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891	
9	13956	600	0,0272	46	6	276	0,29	0,2	8	284	-	3175	
6	9304	400	0,0216	70	41	2870	0,31	354,4	16669	19539	-	22714	0
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	24610	
				106									
3. Dimensionering van radiatorkring R2													
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	
3	4652	200	0,0160	86	15	1290	0,28	223,7	8737	10027	-	12342	8648
10	11630	500	0,0216	105	7	735	0,39	0,0	0	735	-	13077	
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	13484	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	14066	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15962	
				86									

(vervolg van de tabel op p. 134)

Tabel 36 Rekenblad voor de dimensionering van een Tichelmanninstallatie (vervolgd).

Waterregime: 80/60 °C $\Delta\theta_w = 20 \text{ K}$				Gemiddelde watertemperatuur (θ_m): 70 °C Volumemassa van water (ρ_m): 978 kg/m ³										
Buisnummer	Vermogen (W)	Waterdebiet (kg/h)	Buisdiameter (m)	Lineaire drukverliezen			Plaatseelijke drukverliezen				Totale drukverliezen	Thermosifonwerking	Gecumuleerde drukverliezen	Regeling
nr.	$\Sigma\Phi$ (W)	q_m (kg/h)	D_i (m)	R (Pa/m)	L (m)	R · L (Pa)	v (m/s)	$\Sigma\zeta$ (-)	Δp_z (Pa)	R · L + Δp_z (Pa)	Δp_s (Pa)	Δp_{tot} (Pa)	Δp_{reg} (Pa)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	-	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	-	
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891	-	
4	4652	200	0,0160	86	11	946	0,28	222,8	8702	9648	-	12538	9187	
11	16282	699	0,0272	63	6	378	0,34	0,5	29	407	-	12945	-	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13527	-	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15423	-	
4. Dimensionering van radiatorkring R3														
				5. Dimensionering van radiatorkring R4										
1	30238	1299	0,0359	48	14	672	0,36	10,5	684	1356	-	1356	-	
7	23260	999	0,0272	120	8	960	0,49	0,0	0	960	-	2316	-	
8	18608	799	0,0272	80	7	560	0,39	0,2	15	575	-	2891	-	
9	13956	600	0,0272	46	6	276	0,29	0,2	8	284	-	3175	-	
5	4652	200	0,0160	86	11	946	0,28	221,7	8659	9605	-	12780	9352	
12	20934	899	0,0272	97	6	582	0,44	0,0	0	582	-	13362	-	
13	30238	1299	0,0359	48	30	1440	0,36	7,0	456	1896	-	15257	-	
				6. Pompkarakteristieken (theoretisch werkpunt)										
			$q_{tot} = 1299$											$\Delta p_{tot} = 24610$

Tabel 37 Bepaling van de drukverliescoëfficiënten van de buisstukken in een Tichelmanninstallatie.

Buis-nummer	Binnendiameter D_i (m)	v_x/v	Installatieonderdeel	Aantal n	ζ -waarde	$n \cdot \zeta$	$\sum n \cdot \zeta$
1	0,0359	–	Ketel	1	2,5	2,5	10,5
			Afsluitkraan	1	6	6	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
2	0,0216	0,23/0,36 = 0,64	Aftakking (splitsend)	1	3	3	356,3
			Radiator + kraan	1 + 1	348+2,5	350,5	
			Bochtstuk	5	0,5	2,5	
		0,23/0,39 = 0,59	Aftakking (verzamelend)	1	0,8	0,8	
10	0,0216	0,39/0,34 = 1,15	Aftakking (verzamelend)	1	0	0	0
11	0,0272	0,34/0,44 = 0,77	Aftakking (verzamelend)	1	0,5	0,5	0,5
12	0,0272	0,44/0,36 = 1,22	Aftakking (verzamelend)	1	0	0	0
13	0,0359	–	Afsluitkraan	1	6	6	7
			Bochtstuk	2	0,5	1	
7	0,0272	0,49/0,36 = 1,36	Aftakking (splitsend)	1	0	0	0
8	0,0272	0,39/0,49 = 0,80	Aftakking (splitsend)	1	0,2	0,2	0,2
9	0,0272	0,29/0,39 = 0,74	Aftakking (splitsend)	1	0,2	0,2	0,2
6	0,0216	0,31/0,29 = 1,07	Aftakking (splitsend)	1	0	0	354,4
			Radiator + kraan	1 + 1	348+2,5	350,5	
			Bochtstuk	5	0,5	2,5	
		0,31/0,36 = 0,86	Aftakking (verzamelend)	1	1,4	1,4	
3	0,0160	0,28/0,49 = 0,57	Aftakking (splitsend)	1	4	4	223,7
			Radiator + kraan	1 + 1	214+2,5	216,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
		0,28/0,39 = 0,72	Aftakking (verzamelend)	1	1,2	1,2	
4	0,0160	0,28/0,39 = 0,72	Aftakking (splitsend)	1	3	3	222,8
			Radiator + kraan	1 + 1	214+2,5	216,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
		0,28/0,34 = 0,82	Aftakking (verzamelend)	1	1,3	1,3	
5	0,0160	0,28/0,29 = 0,96	Aftakking (splitsend)	1	2	2	221,7
			Radiator + kraan	1 + 1	214+2,5	216,5	
			Bochtstuk	4	0,5	2	
		0,28/0,44 = 0,64	Aftakking (verzamelend)	1	1,1	1,2	

7.6.3.5 TOTAAL DEBIET EN TOTALE DRUKVERLIEZEN (THEORETISCH WERKINGSPUNT)

Het totale debiet en de totale drukverliezen van de Tichelmanninstallatie worden bepaald door de karakteristieken van de meest ongunstige radiatorkring (R5):

- $q_{m,tot}$ = totaal waterdebiet = 1299 kg/h (kolom 3)
- Δp_{tot} = totaal gecumuleerd drukverlies = 24610 Pa (kolom 13).

Deze gegevens zijn van belang voor de keuze van de pomp.

8 CIRCULATIEPOMPEN

8.1	Inleiding.....	139
8.2	Types circulatiepompen in centrale-verwarmingsinstallaties.....	139
8.3	Leidingkarakteristiek, pompkarakteristiek en theoretisch werkingpunt	140
8.3.1	Gebruikte eenheden en symbolen.....	140
8.3.2	Leidingkarakteristiek van de installatie	141
8.3.3	Pompkarakteristiek	142
8.3.4	Theoretisch en werkelijk werkingpunt van de installatie.....	143
8.4	Vermogen, rendement, energieverbruik en NPSH-waarde van de pomp	144
8.4.1	Nuttig vermogen van de pomp	144
8.4.2	Opgenomen vermogen en rendement van de pomp	145
8.4.3	Invloed van het pomptoerental op de pompprestaties	146
8.4.4	Pompcavitatie en NPSH-waarde van de pomp	148
8.5	Selectie van de meest geschikte pomp	148
8.6	Serie- en parallelwerking van pompen	150
8.6.1	Algemeen	150
8.6.2	In serie geplaatste pompen	151
8.6.3	In parallel geplaatste pompen.....	152
8.7	Instellen van het ontwerpwaterdebiet (constant)	153
8.7.1	Algemeen	153
8.7.2	Aanpassing van het toerental.....	153
8.7.3	Gebruik van een inregelventiel (smoorregeling).....	153
8.7.4	Combinatie van een toerentalregeling en een smoorregeling.....	155
8.8	Regeling van het waterdebiet (variabel)	155
8.8.1	Nut van debietregeling.....	155
8.8.2	Debietregeling bij pompen met vaste toerentallen.....	156
8.8.3	Variabel debiet (toerentalgeregelde pompen)	156
8.9	Eisen inzake de energie-efficiëntie van pompen	158



8 CIRCULATIEPOMPEN

8.1 INLEIDING

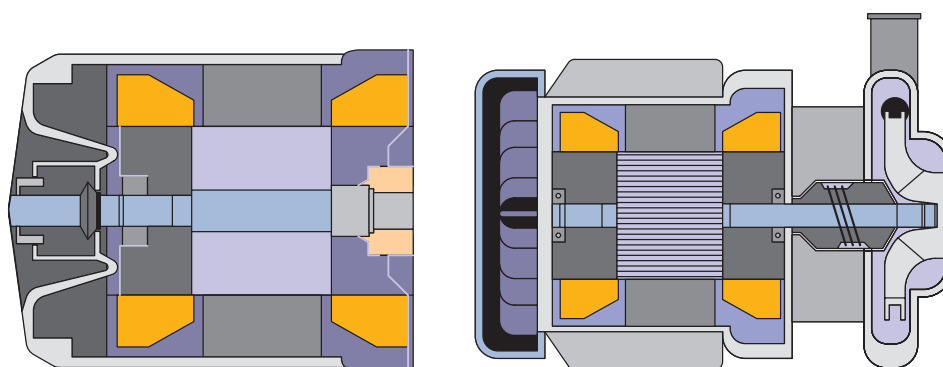
De keuze van een aan de installatie aangepaste circulatiepomp is een belangrijke opdracht voor de installateur of ontwerper van de installatie. Een gepaste pompkeuze zorgt er namelijk voor dat de juiste waterdebieten door alle verwarmingskringen stromen, dat de juiste pompregeling toegepast wordt, dat er rekening gehouden wordt met de pompdruk aan de zuigzijde (om cavitatie te vermijden) en dat de eisen inzake energie-efficiëntie van de pomp gerespecteerd worden.

In dit hoofdstuk wordt daarom eerst en vooral ingegaan op het belang van het werkingpunt van de installatie en worden verder de parameters besproken die het vermogen, het rendement en het energieverbruik van de pomp kunnen beïnvloeden. Vervolgens wordt uitgelegd hoe men een passende pomp dient te selecteren en welke invloed deze keuze kan hebben op de energieprestatie van de pomp. Ten slotte richten we de schijnwerpers op de serie- en parallelschakeling van de pompen, wordt uitgelegd hoe het nodige ontwerpdebiet correct ingesteld en geregeld kan worden in functie van de variabele verwarmingsbehoeften en wat het nut of het voordeel van toerentalgeregelde pompen is.

8.2 TYPES CIRCULATIEPOMPEN IN CENTRALE-VERWARMINGS-INSTALLATIES

In alle centrale-verwarmingsinstallaties, ongeacht hun configuratie, worden er tegenwoordig circulatiepompen (of circulatoren) gebruikt. Deze waarborgen een waterdebiet dat, naargelang van de toepassing, constant of variabel is.

Het gaat hierbij steeds om centrifugaalpompen, waarbij de pomp en de motor een geheel vormen. Naargelang de motor al dan niet ondergedompeld is in het verpompte water, wordt er een onderscheid gemaakt tussen natloper- en droogloperpompen (zie afbeelding 41).



Afb. 41 Natloperpomp (links) en droogloperpomp (rechts), met doorsnede.

Natloperpompen (afbeelding 41, links) worden enkel toegepast in kleine tot middelgrote installaties en zijn zeer compact door het feit dat hun motor ingebouwd is. Het rotorgedeelte van de motor zit ondergedompeld in het verpompte water, waardoor deze tegelijkertijd gekoeld en gesmeerd wordt. Dit pomptype is uiterst betrouwbaar, onderhoudsvrij en geruisloos.

Droogloperpompen (afbeelding 41, rechts) worden gekenmerkt door het feit dat de motor en het pomphuis van elkaar gescheiden zijn. De pomp is voorzien van een mechanische afdichting en van een motor die gekoeld wordt door een ventilator (die aan de grondslag kan liggen van een zekere lawaaihinder). Het

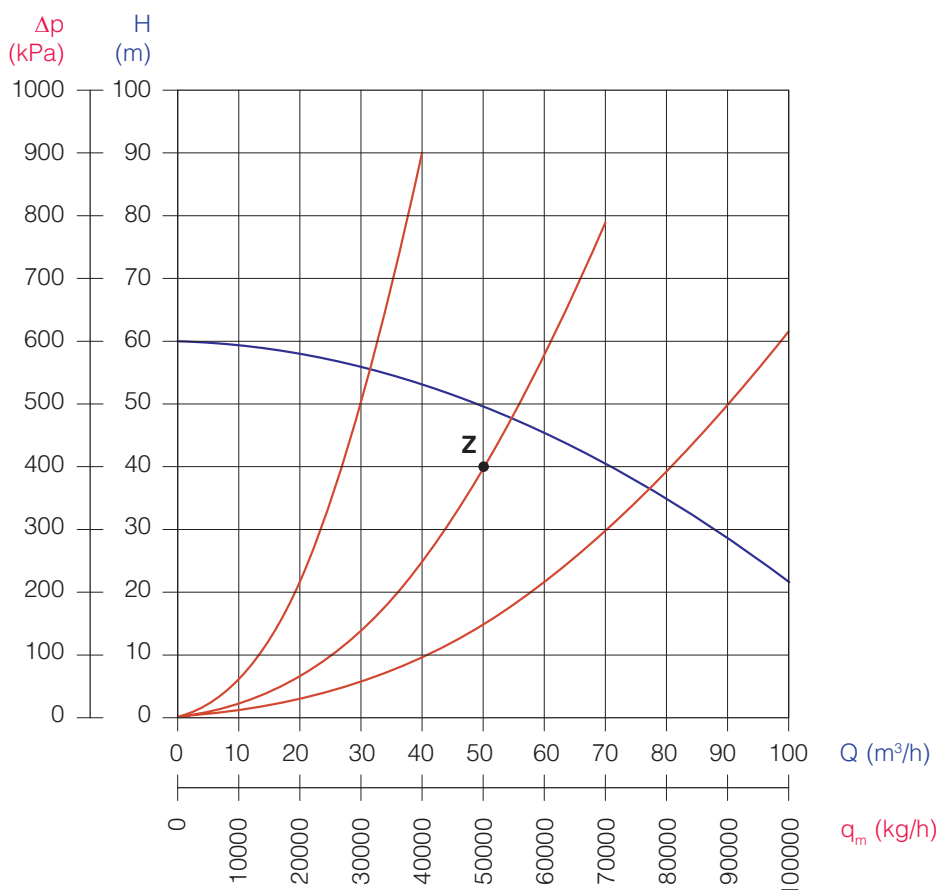
toepassingsgebied van droogloperpompen is breder dan dat van natloperpompen en dit, zowel wat hun werking (debiet, druk en werkingstemperatuur) als hun vermogen (middelgrote en grote verwarmingsinstallaties) betreft. Ook het rendement van het geheel van pomp en motor is aanzienlijk hoger. Verder zijn droogloperpompen net als natloperpompen onderhoudsvrij.

8.3 LEIDINGKARAKTERISTIEK, POMPCHARAKTERISTIEK EN THEORETISCH WERKINGSPUNT

8.3.1 GEBRUIKTE EENHEDEN EN SYMBOLEN

In dit hoofdstuk worden zowel de leidingkarakteristiek (zie § 8.3.2) als de pompkarakteristiek (zie § 8.3.3) beschreven. Voor de leidingkarakteristiek worden de SI-eenheden en symbolen uit de verwarmingssector gebruikt. Dit betekent dat de drukverliezen (Δp) uitgedrukt worden in Pa en dat de massadebieten (q_m) uitgedrukt worden in kg/h.

Voor de pompkarakteristiek wordt er daarentegen gebruikgemaakt van de symbolen en de eenheden uit de pompsector, zoals voorgeschreven door de norm NBN EN 12723 [B20]. Hierbij worden de door de pomp te overwinnen drukverliezen bepaald door de opvoerhoogte van de pomp (H), uitgedrukt in m WK (meter waterkolom), en wordt het pompdebiet (Q) uitgedrukt als een volumedebiet in m³/h.



Afb. 42 Pompkarakteristiek (opvoerhoogte H en volumedebiet Q) en leidingkarakteristieken (drukverlies Δp en massadebiet q_m).

Indien beide karakteristieken op eenzelfde grafiek uitgezet worden, zoals getoond in afbeelding 42, zal het noodzakelijk zijn om uniforme eenheden te gebruiken. Hierbij is het aanbevolen om de eenheden van de bepalende parameters van de leidingkarakteristiek om te rekenen naar de gebruikelijke eenheden uit de pompsector. Dit wil zeggen dat:

- het berekende totale drukverlies Δp_{tot} (in Pa) dient omgerekend te worden in m
- het berekende totale waterdebiet $q_{m,\text{tot}}$ (in kg/h) dient omgezet te worden in m³/h.

Deze omrekening kan ofwel vereenvoudigd gebeuren via een formule, ofwel grafisch, zoals getoond door de dubbele assen uit afbeelding 42 (p. 140). Hiertoe kan men teruggrijpen naar de volgende relaties:

- de relatie tussen het drukverlies Δp (kPa) en de opvoerhoogte H (m):
1 kPa = 1000 Pa \approx 0,1 m WK of, omgekeerd, 1 m WK \approx 10 000 Pa = 10 kPa
- de relatie tussen het massadebiet q_m (kg/h) en het volumedebiet Q (m³/h):
1 kg/h \approx 0,001 m³/h of, omgekeerd, 1 m³/h \approx 1000 kg/h,
waarbij $q_m = \rho \cdot Q$ en ρ (\approx 1000 kg/m³) de volumemassa van water (zie NOOT 35).

VOORBEELD

In afbeelding 42 (p. 140) stelt het punt Z het theoretische werkingpunt voor, dat gekenmerkt wordt door de volgende karakteristieken:

- $\Delta p_{\text{tot}} = 400\,000 \text{ Pa} = 400 \text{ kPa} \Rightarrow H = 40 \text{ m WK}$
- $q_{m,\text{tot}} = 50\,000 \text{ kg/h} \Rightarrow Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$.

NOOT 35

De pompkarakteristieken worden normaal opgesteld voor zuiver water, met $\rho \approx 1000 \text{ kg/m}^3$. Bij gebruik van water met additieven (glycol, corrosie-inhibitoren ...) kan de volumemassa een afwijkende waarde hebben en kan het nodig zijn om de opvoerdruk van de pomp aan te passen. Ook moet nagegaan worden of het opgenomen vermogen binnen de perken blijft, teneinde een overbelasting van de motor te voorkomen. Indien er gewerkt wordt met behandeld water, is het aanbevolen om de gegevens of de richtlijnen van de pompfabrikant inzake de volumemassa, de gebruiksgeschiktheid (o.a. gevaar voor corrosie en aantasting van de dichtingen) en de pompkarakteristieken (invloed van de viscositeit op de opvoerdruk en het pompvermogen) in acht te nemen.

8.3.2 LEIDINGKARAKTERISTIEK VAN DE INSTALLATIE

Zoals reeds uitgelegd werd in hoofdstuk 7, wordt de meest ongunstige radiatorkring bij het ontwerp van een verwarmingsinstallatie bepaald als de kring met het grootste totale drukverlies en worden alle andere kringen zodanig ingeregeld dat hun totale drukverlies gelijk wordt aan dat van de meest ongunstige radiatorkring.

De leidingkarakteristiek van de gehele installatie vertegenwoordigt op zijn beurt de relatie tussen het totale drukverlies van de meest ongunstige radiatorkring en het totale waterdebiet. Deze relatie kan benaderend gegeven worden door de volgende kwadratische functie (zie NOOT 36, p. 142):

$$\Delta p_{\text{tot}} = C \cdot q_{m,\text{tot}}^2 \quad (\text{Pa}) \quad (8.1)$$

waarbij :

Δp_{tot} : het totale drukverlies van de meest ongunstige radiatorkring (zie hoofdstuk 7) (in Pa)

$q_{m,\text{tot}}$: het totale waterdebiet dat door alle radiatorkringen stroomt (zie hoofdstuk 7) (in kg/h)

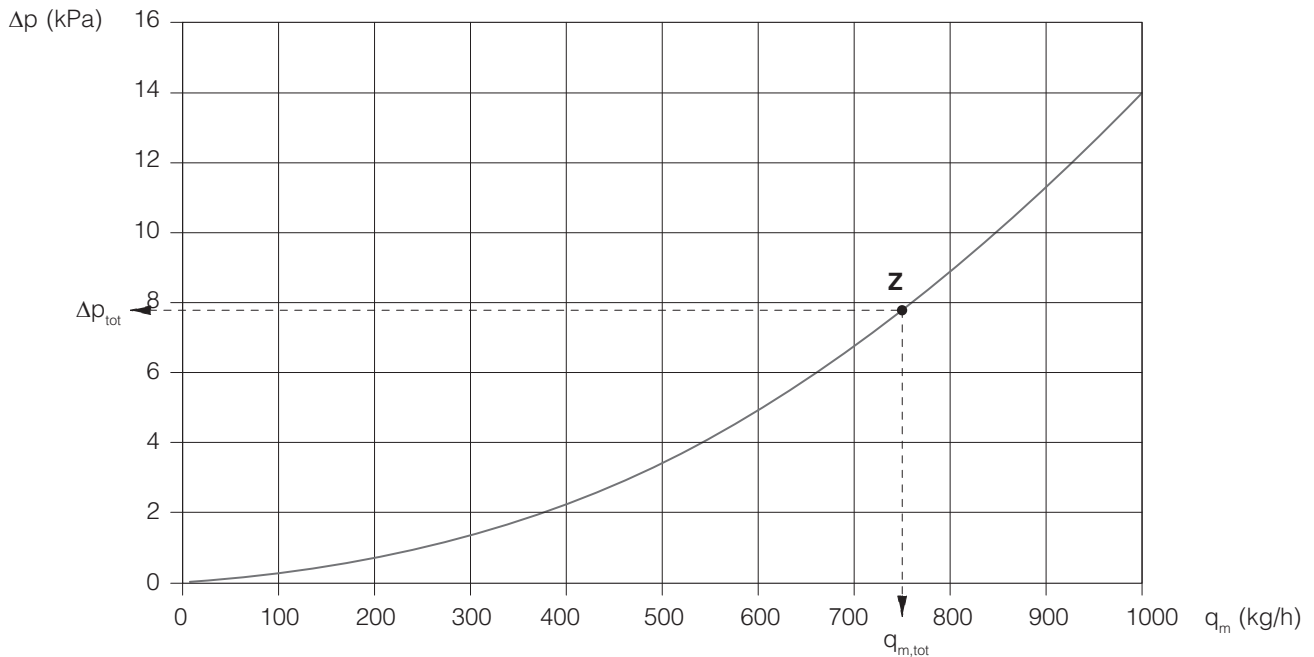
C: een karakteristieke grootheid voor de installatie waarop de pomp aangesloten is (in kg⁻¹·m⁻¹).

Voor elke installatie kan de leidingkarakteristiek grafisch voorgesteld worden als een parabool in een debiet-drukverliesdiagram. Deze kan eenvoudig getekend worden op basis van twee bekende punten, namelijk:

- de oorsprong (bij debiet $q_m = 0$ is het drukverlies $\Delta p = 0$)
- het punt Z met als coördinaten $q_{m,\text{tot}}$ en Δp_{tot} , zoals voorgesteld in afbeelding 43 (p. 142).

Het punt Z wordt aangeduid als het theoretische werkingpunt van de installatie en dient als referentiepunt bij de keuze van een pomp die aangepast is aan de hydraulische karakteristieken van de installatie.

De constante C uit uitdrukking (8.1) laat toe om de volledige parabool van de leidingkarakteristiek vast te leggen. Dit gebeurt door de berekening van de overeenkomstige totale drukverliezen in de meest ongunstigste radiatorkring bij om het even welk waterdebiet, zoals aangetoond in het voorbeeld op de volgende bladzijde.



Afb. 43 Leidingkarakteristiek van de installatie.

VOORBEELD

Indien we uitgaan van het werkingpunt Z uit afbeelding 43, met een berekende $q_{m,tot}$ -waarde van 750 kg/h en een berekende Δp_{tot} -waarde van 7875 Pa, dan volgt uit formule (8.1) dat:

$$C = \frac{\Delta p_{tot}}{q_{m,tot}^2} = \frac{7875}{750^2} = 0,014 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}.$$

Nog volgens formule (8.1) vinden we dan voor een aantal andere waterdebieten dat:

- indien $q_m = 0 \text{ kg/h} \Rightarrow \Delta p = 0 \text{ Pa}$
- indien $q_m = 400 \text{ kg/h} \Rightarrow \Delta p = 0,014 \times 400^2 = 2250 \text{ Pa}$
- indien $q_m = 800 \text{ kg/h} \Rightarrow \Delta p = 0,014 \times 800^2 = 8960 \text{ Pa}$.

NOOT 36

Om de watercirculatie in een radiatorkring te kunnen verzekeren, dient de pomp een drukverhoging te realiseren die gelijk is aan het totale drukverlies dat optreedt in de buisstukken van de betrokken radiatorkring ($\Delta p_{tot,i}$). Zoals reeds uitgelegd werd in § 7.3.3, kan dit totale drukverlies bepaald worden als de som van de lineaire drukverliezen ($\Delta p_L = R \cdot L$) en de plaatselijke drukverliezen (Δp_z) van de buisstukken die deel uitmaken van de radiatorkring. Uit de formules (7.7) en (7.9), aan de hand waarvan deze lineaire en plaatselijke drukverliezen berekend kunnen worden, blijkt dat het totale drukverlies in elk buisstuk en voor de gekozen buisdiameters recht evenredig is met de watersnelheid in het kwadraat ($\Delta p_{tot,i} \sim v^2$) en dus ook, volgens formule (7.11), met het waterdebiet in het kwadraat ($\Delta p_{tot,i} \sim q_{m,i}^2$). Deze relatie kan als volgt geschreven worden:

$$\Delta p_{tot,i} = C \cdot q_{m,i}^2 \quad (\text{Pa}) \quad (8.2)$$

waarbij:

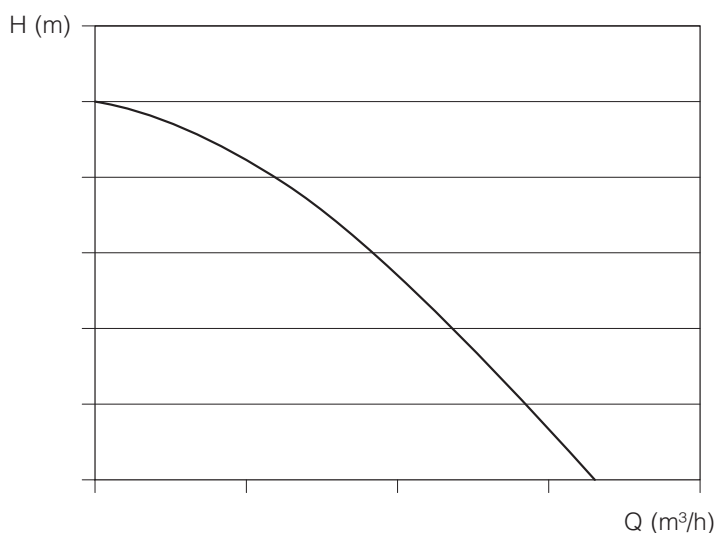
- $\Delta p_{tot,i}$: het totale drukverlies van de radiatorkring i (in Pa)
- $q_{m,i}$: het massadebiet van het water dat door de radiatorkring i stroomt (in kg/h)
- C: een constante grootheid die kenmerkend is voor de hydraulische drukverliezen van de radiatorkring (leidingen, radiator, kranen ...) (in $\text{kg}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$).

8.3.3 POMPKARAKTERISTIEK

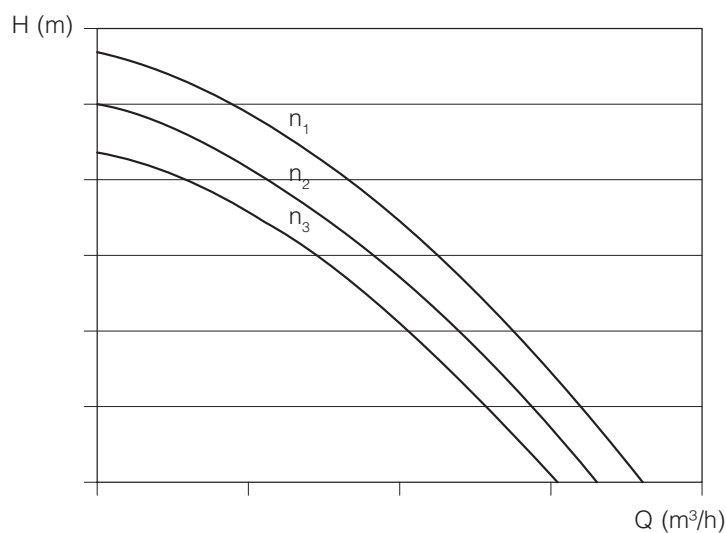
De fabrikant dient voor elk van zijn pompen de relatie tussen de door de pomp uitgeoefende druk (d.i. de opvoerhoogte H, uitgedrukt in m WK) en het door de pomp geleverde volumedebiet (Q, uitgedrukt

in m³/h) te bepalen en dit, aan de hand van een genormaliseerde proef (volgens de normen NBN EN 733 [B11] of NBN EN ISO 2858 [B30]). Deze relatie is voor elke pomp verschillend en wordt bijgevolg ook aangeduid als de pompkarakteristiek. In de technische documentatie wordt ze in de regel grafisch voorgesteld onder de vorm van een dalende curve op een druk-debietdiagram (zie afbeelding 44). Dit betekent dat de opvoerhoogte van de pomp daalt naarmate het debiet toeneemt.

De pompkarakteristiek is geldig voor een welbepaald vast toerental. Indien de pomp voorzien is van instelstanden die overeenstemmen met verschillende vaste toerentallen, wordt er voor elk ervan een aparte pompkarakteristiek gegeven (zie afbeelding 45).



Afb. 44 Pompkarakteristiek: relatie tussen de opvoerhoogte (H) en het pompdebiet (Q).



Afb. 45 Pompkarakteristieken voor verschillende vaste toerentallen.

Op de plaats waar de pompkarakteristiek de horizontale as snijdt, bereikt de pomp zijn maximale debiet, maar bedraagt de opvoerhoogte 0 meter. Deze situatie zou bijvoorbeeld kunnen optreden indien de pomp zonder aansluitingen in een bad wordt ondergedompeld. Verder heeft ze echter geen enkele praktische betekenis, aangezien de pomp in voorkomend geval geen drukverschil kan overwinnen.

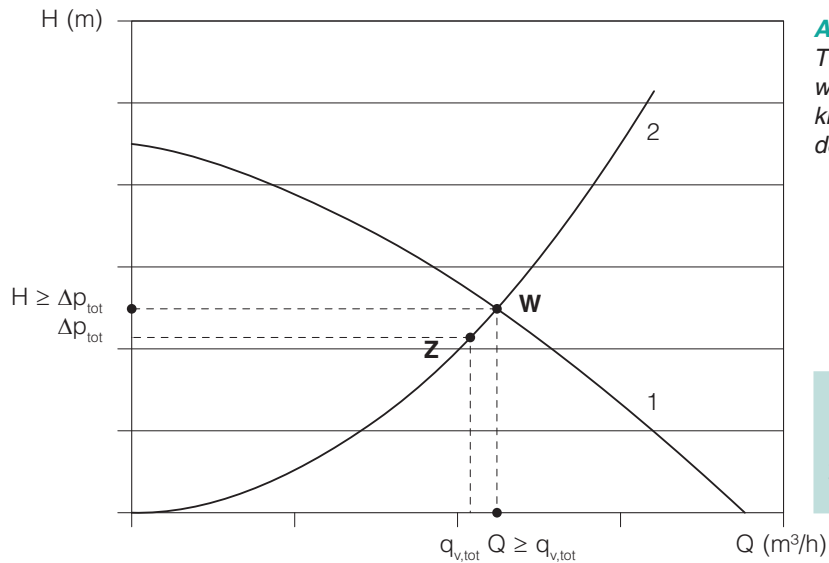
Ook op de plaats waar de pompkarakteristiek de verticale as snijdt, bestaat er een dergelijk fictief punt, waarbij de opvoerhoogte maximaal is, maar er geen debiet meer kan worden geleverd. Dit werkingpunt heeft evenmin een praktische betekenis, aangezien het pomprendement in voorkomend geval te laag is en er een oververhittingsrisico bestaat door een gebrek aan koeling.

8.3.4 THEORETISCH EN WERKELIJK WERKINGSPUNT VAN DE INSTALLATIE

Het door de pomp geleverde waterdebiet is niet alleen afhankelijk van de karakteristieken van de pomp, maar ook van deze van de installatie. Zo zal het door de pomp geleverde debiet verminderen naarmate de totale drukverliezen in de installatie hoger worden (bv. bij gebruik van dunnere buizen of langere leidingen). Om het door de pomp geleverde debiet te weten te komen, dient men eerst en vooral het werkelijke werkingpunt van de installatie te bepalen.

Dit punt (W) kan grafisch bepaald worden als het snijpunt van de pompkarakteristiek (afbeelding 44) en de leidingkarakteristiek (afbeelding 43) van de installatie, uitgezet in eenzelfde grafiek (afbeelding 46, p. 144). Dit snijpunt wordt het werkelijke werkingpunt van de installatie genoemd en is het punt waarin er een evenwicht bereikt wordt tussen de opvoerhoogte (H) van de pomp en de berekende totale drukverliezen van de installatie (Δp_{tot} , omgerekend naar m). Het door de pomp geleverde waterdebiet (Q) stemt dan overeen met de coördinaat van W op de horizontale as.

Ondanks het feit dat het werkelijke werkingpunt van de pomp W slechts zelden samenvalt met het theoretische werkingpunt van de installatie Z , spreekt het voor zich dat de te kiezen pomp een opvoerhoogte moet kunnen leveren die bij het gewenste debiet minstens gelijk is aan (of liefst zelfs iets hoger is dan)



Afb. 46
Theoretisch en werkelijk werkingpunt van de installatie.

- 1. Pompkarakteristiek
- 2. Leidingkarakteristiek
- Z: theoretisch werkingpunt
- W: werkelijk werkingpunt

de berekende totale drukverliezen van het leidingnet. De pompkarakteristiek zou bij voorkeur dus steeds iets hoger moeten liggen dan het theoretische werkingpunt van de installatie.

8.4 VERMOGEN, RENDEMENT, ENERGIEVERBRUIK EN NPSH-WAARDE VAN DE POMP

8.4.1 NUTTIG VERMOGEN VAN DE POMP

Het nuttige vermogen P_n van een pomp (ook aangeduid als het hydraulische vermogen P_{hyd}) is het vermogen dat door de pomp overgedragen wordt aan het water en wordt berekend als volgt:

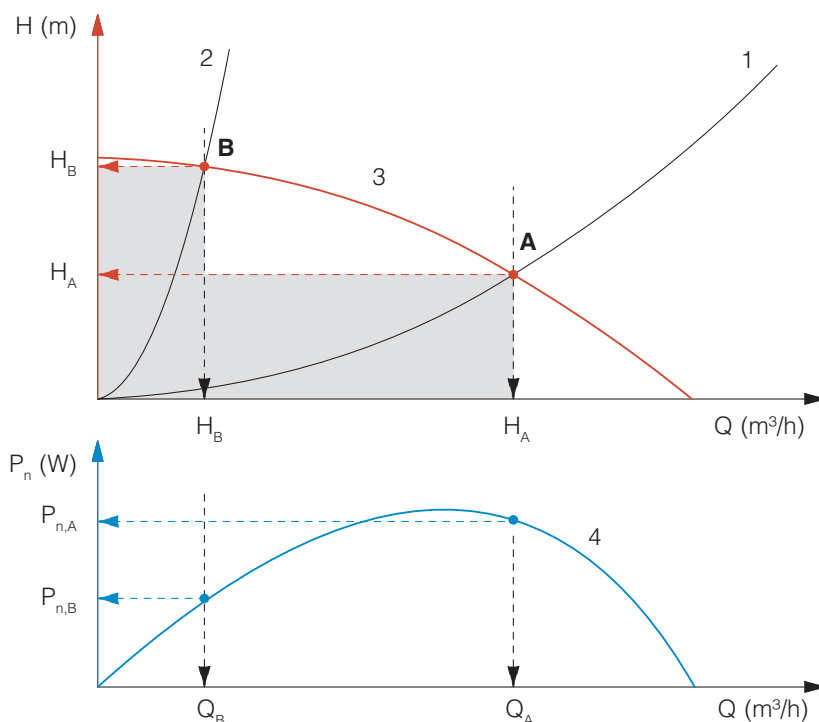
$$P_n = Q \cdot H \quad (W) \quad (8.3)$$

waarbij:

P_n : het nuttige vermogen (in W)

Q : het volumedebiet (in m³/s)

H : de uit de opvoerhoogte berekende pompdruk (in Pa).



Afb. 47
Nuttig vermogen van een pomp.

- 1. Leidingkarakteristiek
- 2. Leidingkarakteristiek
- 3. Pompkarakteristiek
- 4. Nuttig vermogen (P_n)
- A en B: werkingpunten

VOORBEELD

Indien we uitgaan van de volgende gegevens:

- $q_m = 3600 \text{ kg/h}$ of $Q = 3,6 \text{ m}^3/\text{h} = 0,001 \text{ m}^3/\text{s}$
- $H = 2 \text{ m WK}$ of $H = 20.000 \text{ Pa}$,

dan zal het nuttige vermogen van de pomp P_n gelijk zijn aan:

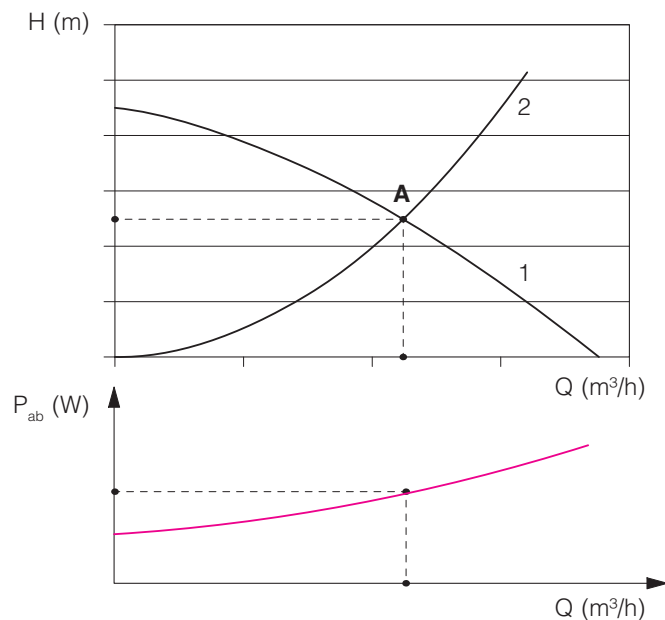
$$P_n = 0,001 \times 20.000 = 20 \text{ W.}$$

Uit de H/Q-grafiek van afbeelding 47 (p. 144) blijkt dat het nuttige vermogen voor een welbepaald werkingpunt steeds evenredig is met de oppervlakte ($Q \times H$) van de rechthoek die onder het betreffende werkingpunt kan ingeschreven worden. Zo is te zien dat de oppervlakte van de rechthoek onder het werkingpunt A merklijk groter is dan de oppervlakte van de rechthoek onder het werkingpunt B. Het nuttige vermogen van de pomp in punt A ($P_{n,A}$) zal bijgevolg groter zijn dan in punt B ($P_{n,B}$).

Het feit dat $P_{n,A} > P_{n,B}$ komt ook duidelijk naar voren in de P_n/Q -grafiek uit afbeelding 47. Deze toont het boogvormige verloop (curve 4) van het nuttige vermogen in functie van het verplaatste waterdebiet. Het maximale nuttige vermogen van de pomp bevindt zich hierbij ongeveer halverwege de pompkarakteristiek.

8.4.2 OPGENOMEN VERMOGEN EN RENDEMENT VAN DE POMP

Net zoals bij elke andere energieverbruikende machine, gaat de werking van een pomp gepaard met een aantal verliezen. Deze bestaan onder meer uit de wrijvingsverliezen die optreden door de stroming van het water doorheen de pomp, de interne lekverliezen tussen de in- en uitgang van de pomp, de mechanische verliezen als gevolg van de wrijving tussen de bewegende onderdelen ...



Afb. 48
Opgenomen vermogen P_{ab} van de pomp.

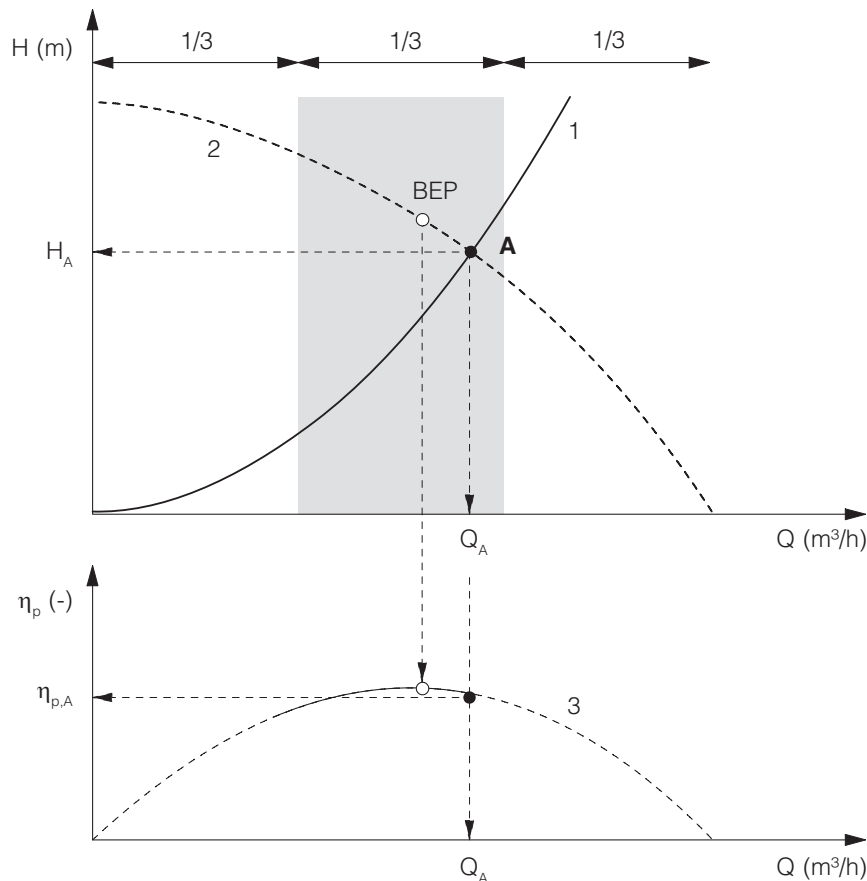
Deze verliezen zorgen ervoor dat het elektrische vermogen dat door de pomp uit het elektriciteitsnet opgenomen wordt (d.i. het elektriciteitsverbruik), groter is dan het nuttige vermogen dat aan het water afgegeven wordt. Het opgenomen vermogen (P_{ab}) wordt proefondervindelijk door de fabrikant bepaald en kent doorgaans een stijgend verloop naarmate het verpompte waterdebiet (Q) toeneemt (zie afbeelding 48).

De verhouding tussen het nuttige (geleverde) pompvermogen (P_n) en het werkelijke (uit het elektriciteitsnet opgenomen) pompvermogen (P_{ab}) is bepalend voor het rendement van de pomp ($\eta_p < 1$):

$$\eta_p = \frac{P_n}{P_{ab}} < 1 \quad (-). \quad (8.4)$$

De rendementscurve kent een boogvormig verloop (curve 3 uit afbeelding 49). Uit deze afbeelding blijkt overigens ook dat het maximale pompvermogen bekomen wordt in een zone die zowat halverwege de pompkarakteristiek gelegen is. In de praktijk wordt er aangenomen dat het optimale werkingsgebied van de pomp zich in de zone van het middelste derde van de pompkarakteristiek bevindt (grijze zone in afbeelding 49).

Het optimale werkingspunt BEP (*best efficiency point*) stemt overeen met de top van de rendementscurve (curve 3), alwaar de verhouding tussen het door de pomp geleverde vermogen en het door de pomp opgenomen vermogen in principe maximaal is. Dit betekent dat de verbruikte energie op dit punt op de meest efficiënte manier aangewend wordt.



Afb. 49
Rendement en optimaal werkingsgebied van de pomp.

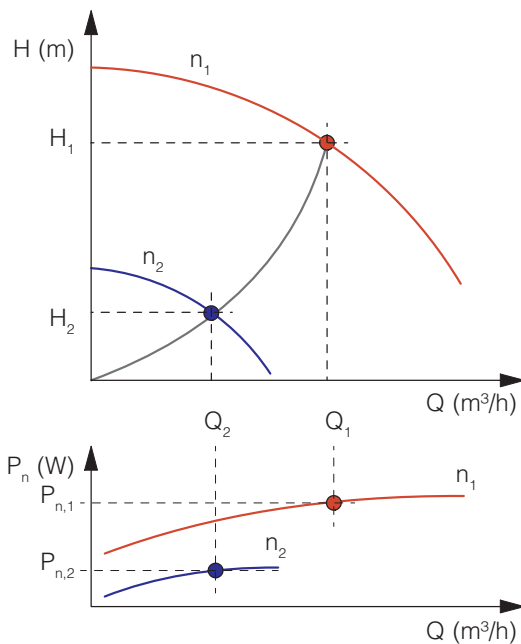
- 1. Leidingkarakteristiek
- 2. Pompkarakteristiek
- 3. Rendementscurve
- BEP: *best efficiency point*

Bij de keuze van de pomp zal men er dan ook voor moeten zorgen dat het werkingspunt zich steeds in de zone van het middelste derde bevindt en bij voorkeur in het rechterdeel hiervan. Bij verlaging van het debiet verplaatst het werkingspunt zich immers naar links. Pompen waarvan het werkingspunt buiten deze zone gelegen is, zouden daarentegen vermeden moeten worden, gelet op het feit dat ze een veel lager pompvermogen (η_p) vertonen en ondermaatse energieprestaties leveren.

Aan de rechterkant van het optimale werkingsgebied kunnen er bovendien te hoge debieten optreden, wat gepaard zal gaan met hogere NPSH-waarden van de pomp, en bijgevolg ook met een groter risico op pompcavitatie (zie § 8.4.4). Aan de linkerkant van het optimale werkingsgebied kunnen er dan weer te lage debieten optreden, wat de kans op oververhitting van de pomp doet toenemen.

8.4.3 INVLOED VAN HET POMPTOERENTAL OP DE POMPPRESTATIES

Voor pompen die voorzien zijn van een traploze toerentalregeling zijn er meerdere pompkarakteristieken voorhanden, zoals getoond in afbeelding 50 (p. 147). Uit deze afbeelding blijkt dat het debiet ($Q_2 < Q_1$), de opvoerhoogte ($H_2 < H_1$) en het overeenkomstige nuttige vermogen ($P_{n,1} < P_{n,2}$) dalen naarmate het toerental n afneemt ($n_2 < n_1$).

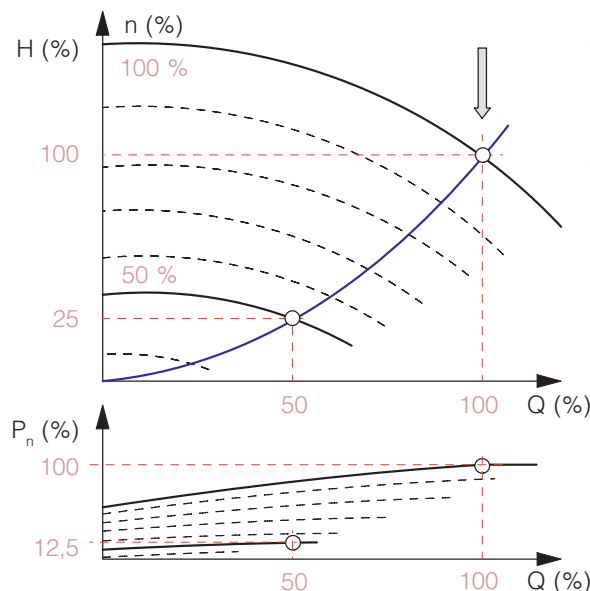


Afb. 50
 Werkingskarakteristieken van toerentalgeregelde pompen.

Om de pompkarakteristieken inzake het debiet, de opvoerhoogte en het opgenomen vermogen te kunnen omrekenen naar andere toerentallen, gelden de volgende theoretische relaties:

- het debiet (Q) is recht evenredig met het toerental (n): $\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}$
- de opvoerhoogte (H) varieert kwadratisch met het toerental (n): $\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$
- het nuttige vermogen (P_n) varieert met het toerental tot de derde macht: $\frac{P_{n,2}}{P_{n,1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3$.

De met bovenstaande vergelijkingen corresponderende afname van het debiet, de opvoerhoogte en het nuttige vermogen, uitgedrukt in % ten opzichte van de maximale waarden, zijn voorgesteld in afbeelding 51.



Afb. 51
 Werkingskarakteristieken van toerentalgeregelde pompen, uitgedrukt in % ten opzichte van de maximale waarde.

VOORBEELD

In een verwarmingsinstallatie met een constante leidingkarakteristiek zal een vermindering van het toerental tot 50 % ($n_2/n_1 = 0,5$) ertoe leiden dat:

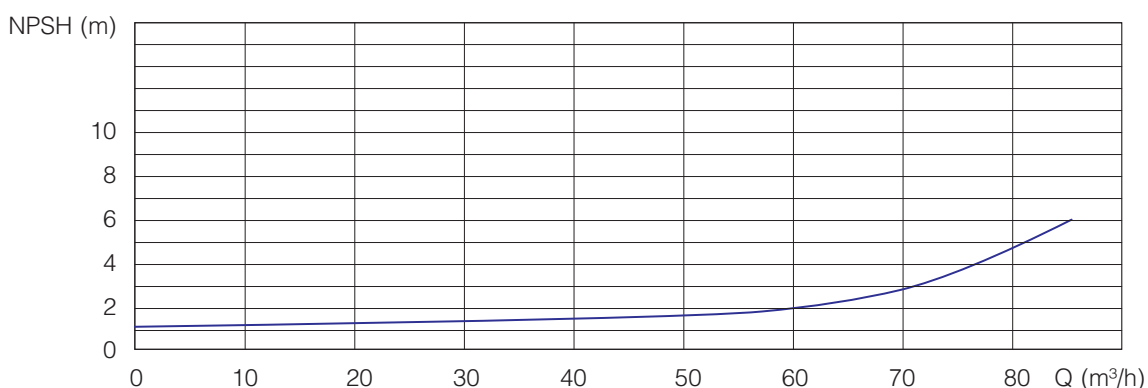
- het waterdebiet met 50 % vermindert: $Q_2/Q_1 = n_2/n_1 = 0,5$
- de opvoerhoogte daalt tot 25 % van de oorspronkelijke druk: $H_2/H_1 = (n_2/n_1)^2 = 0,5^2 = 0,25$
- het nuttige pompvermogen daalt tot amper 12,5 %: $P_{n,2}/P_{n,1} = (n_2/n_1)^3 = 0,5^3 = 0,125$.

Uit dit voorbeeld blijkt dat er – vooral door toedoen van de sterke daling van het nuttige pompvermogen (tot slechts 12,5 % van het vollastvermogen) – aanzienlijke energiebesparingen mogelijk zijn door het gebruik van toerentalgeregelde pompen te combineren met een debietregeling in functie van de ogenblikkelijke verwarmingsbehoeften (zie § 8.8.3). Een sterke daling van het (aan het water geleverde) nuttige vermogen gaat immers gepaard met een belangrijke vermindering van het opgenomen elektrische vermogen.

8.4.4 POMPCAVITATIE EN NPSH-WAARDE VAN DE POMP

Pompcavitatie is een verschijnsel dat optreedt wanneer de druk aan de zuigzijde van de pomp tot onder de maximale dampdruk van het water daalt. In voorkomend geval kunnen er aan de ingang van de pomp minuscule waterdampbelletjes ontstaan, die verderop in de pomp opnieuw vloeibaar kunnen worden doordat de druk op die plaats terug tot boven de maximale dampdruk stijgt. Deze overgang naar de vloeistoffase, die gepaard gaat met een plotse volumevermindering (implosie), kan aanleiding geven tot hevige schokgolven die de waaier (d.i. het rotorblad) beschadigen en aan de grondslag kunnen liggen van trillingen en geluidsproblemen. Dergelijke schade wordt vaak slechts opgemerkt bij een onderhoud of na de demontage van de pomp. Bovendien doet pompcavitatie het debiet en de druk van de pomp afnemen, wat de verwachte pomprestaties negatief kan beïnvloeden.

De NPSH-waarde (*Net Positive Suction Head*) van de pomp duidt aan hoeveel de druk aan de zuigzijde van de pomp hoger moet zijn dan de maximale dampdruk van het water om pompcavitatie te vermijden.



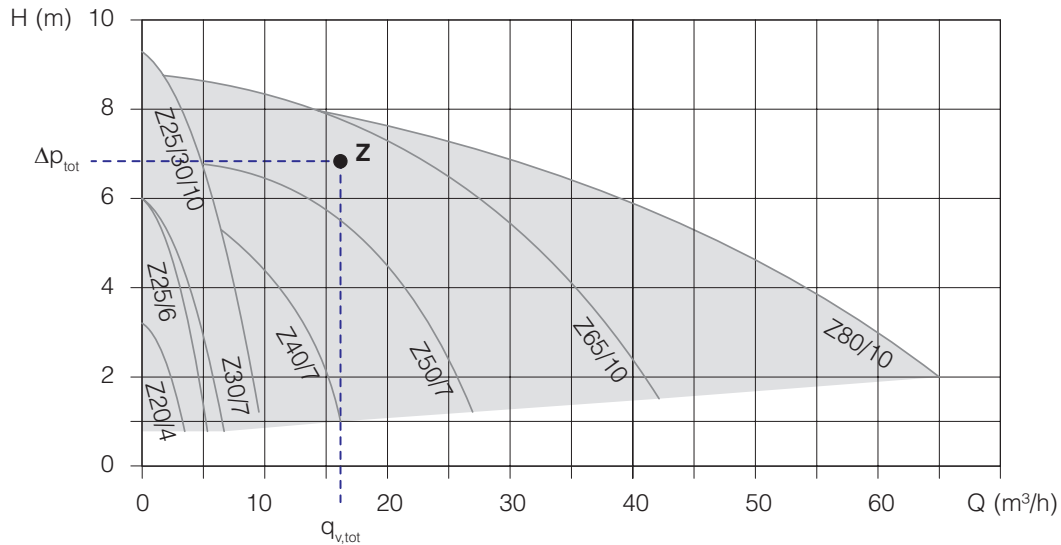
Afb. 52 NPSH-waarde van een typische centrifugaalpomp.

De vereiste NPSH-waarde is eigen aan elke pomp. Deze wordt proefondervindelijk bepaald en door de pompfabrikant opgegeven in functie van het waterdebiet (zie afbeelding 52). Om het risico op pompcavitatie te vermijden, dient men over te gaan tot de berekening van de druk die heerst aan de zuigzijde van de pomp en dit, rekening houdend met de voordruk van het expansievat en de drukval die optreedt tussen het expansievat en de pomp. Deze druk moet onder alle omstandigheden hoger zijn dan de maximale dampdruk van het water (p in bar naargelang van de watertemperatuur; zie tabel A.1, p. 226), vermeerderd met de vereiste NPSH-waarde van de pomp. Alle drukken moeten hierbij in dezelfde eenheden omgerekend worden.

Voor meer informatie over het vermijden van pompcavitatie, verwijzen we de geïnteresseerde lezer naar § 9.7.7.1.

8.5 SELECTIE VAN DE MEEST GESCHIKTE POMP

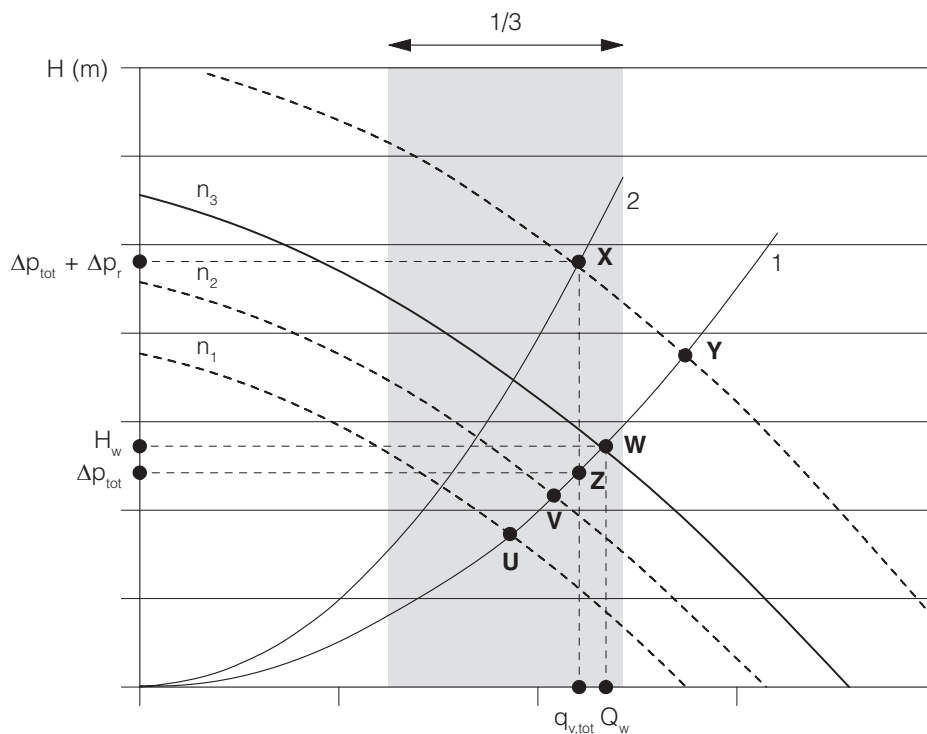
Per pomptype staan er meestal meerdere pompen ter beschikking die theoretisch gezien het nodige debiet en de nodige opvoerhoogte kunnen leveren voor een bepaald werkingpunt. Binnen dit aanbod moet evenwel steeds gekozen worden voor de pomp die het beste rendement oplevert. Hiertoe is het handig om gebruik te maken van een waaierdiagram (zie afbeelding 53, p. 149), waarin het werkingsgebied van meerdere pompen grafisch weergegeven wordt en aan de hand waarvan de pompselectie snel en efficiënt kan uitgevoerd worden volgens de hierna besproken principes (pompkarakteristiek zo dicht mogelijk tegen en steeds boven het werkingpunt, snijpunt in het middelste derde ...). Voor het in afbeelding 53 getoonde werkingpunt Z, is pomp Z65/10 bijvoorbeeld een betere keuze dan pomp Z80/10, aangezien het wer-



Afb. 53 Pompsselectie via een waaierdiagram van meerdere pompen.

kingspunt voor deze laatste buiten het optimale gebied ligt. De meeste pompfabrikanten bieden via hun website overigens handige zoekmachines aan die automatisch de beste keuze uit het pompaanbod maken.

Afbeelding 54 geeft de pompkarakteristieken weer van een pomp met drie vaste toerentallen (n_1 , n_2 en n_3). Daarnaast is ook de leidingkarakteristiek 1 van een mogelijke installatie voorgesteld (d.i. de parabool vertrekkende vanuit de oorsprong). De leidingkarakteristiek snijdt de drie pompkarakteristieken in de punten U, V en W (dit zijn de werkingpunten voor de drie voornoemde toerentallen).



Afb. 54
Instelling van het toerental van een pomp met drie vaste toerentallen.

- 1. Leidingkarakteristiek
- 2. Leidingkarakteristiek
- Z: theoretisch werkingpunt
- X: aangepast werkingpunt door de instelling van een supplementair regeldrukverlies Δp_r
- n_1 , n_2 , n_3 : pompkarakteristieken van een pomp met 3 vaste toerentallen
- U, V, W en Y: mogelijke werkingpunten

Voor wat betreft het in te stellen toerental zal men in het geval van afbeelding 54 (p. 149) moeten kiezen voor de pompkarakteristiek met toerental n_3 . Dit is immers de enige pompkarakteristiek waarbij het snijpunt met de leidingkarakteristiek (werkingspunt W) net boven het theoretische werkingspunt Z gelegen is (zie § 8.3.4) en zich bovendien in het optimale werkingsgebied (grijze zone, middelste derde) met een aanvaardbaar pomp rendement bevindt. Door deze ligging wordt er een voldoende waterdebiet en een toereikende pompdruk in de installatie gewaarborgd (in ontwerpvoorwaarden).

Indien er geopteerd wordt voor een te kleine pomp of voor een pomp met een te klein toerental (d.w.z. waarbij de pompkarakteristiek zich onder het theoretische werkingspunt Z bevindt; bv. de curves n_1 en n_2 uit afbeelding 54, p. 149), dan verplaatst het werkingspunt zich naar de punten V of U. We merken in dit geval dat zowel het totale debiet als de opvoerhoogte kleiner zijn dan de berekende ontwerpwaarden voor het theoretische werkingspunt en dat er dus niet meer voldaan wordt aan de gestelde keuzecriteria. In aanwezigheid van een te kleine pomp (of een te klein toerental) zullen de verwarmingslichamen bijgevolg een kleiner waterdebiet ontvangen (onder het nominale debiet), waardoor het afgiftevermogen daalt en het thermische comfort niet meer gegarandeerd wordt tijdens de koudste dagen van het stookseizoen.

Indien er daarentegen een te grote pomp gekozen wordt, waarbij de pompkarakteristiek zich ver boven het theoretische werkingspunt Z bevindt (bv. de bovenste curve in stippellijn uit afbeelding 54, p. 149), dan ontstaat er een nieuw werkingspunt Y (snijpunt met de leidingkarakteristiek 1) waarvoor het debiet en bijgevolg ook de drukverliezen in de installatie onnodig groot worden, waardoor er regelproblemen en geluidshinder kunnen ontstaan. Bovendien zal het opgenomen pompvermogen onnodig sterk stijgen (met een verhoogd energieverbruik tot gevolg, gelet op het slechtere pomp rendement). Men doet er dus best aan om in dit geval te opteren voor een andere, beter aangepaste pomp.

Indien dit niet haalbaar mocht blijken, bestaat nog altijd de mogelijkheid om het te grote totale waterdebiet te corrigeren door een artificiële opvoering van het totale drukverlies. Dit gebeurt door middel van een smoorregeling, waarbij men overgaat tot de plaatsing van een smoorventiel aan de perszijde van de pomp (zie § 8.7.3), dat een bijkomend drukverlies (Δp_s) kan creëren. Hierdoor verplaatst het theoretische werkingspunt Z zich naar het punt X (snijpunt van de leidingkarakteristiek 2 met de bovenste curve in stippellijn), met behoud van het berekende totale debiet ($q_{v,tot}$). De pomp zal in dit geval echter wel een grotere opvoerdruk moeten realiseren dan nodig is voor de installatie en zal bijgevolg ook meer energie verbruiken.

Uit het voorgaande blijkt dat men bij de pompkeuze steeds de volgende algemene stelregel in acht moet nemen: men dient er steeds voor te zorgen dat de gekozen pompkarakteristiek zo dicht mogelijk bij en nooit onder het theoretische werkingspunt van de installatie ligt. De installateur dient er bovendien op toe te zien dat het werkingspunt in het middelste derde van de gekozen pompkarakteristiek ligt (grijze zone). Het moet zich met andere woorden in de buurt van het optimale werkingspunt (BEP) bevinden, alwaar het pomp rendement het hoogst is en een efficiënte en energiezuinige werking van de pomp gewaarborgd wordt.

8.6 SERIE- EN PARALLELWERKING VAN POMPEN

8.6.1 ALGEMEEN

Aangezien de pompfabrikanten een breed gamma van pompen aanbieden met sterk verschillende karakteristieken, is het in principe bijna altijd mogelijk om een geschikte pomp te vinden. Indien dit desondanks niet mogelijk mocht blijken – bijvoorbeeld indien het theoretische werkingspunt buiten het (optimale) werkingsgebied van alle beschikbare pompen valt –, dan zou een serie- of parallelschakeling van meerdere pompen een oplossing kunnen bieden. De gecombineerde werking van verschillende pompen kan immers een nieuw werkingspunt opleveren dat wel aan de gestelde eisen voldoet.

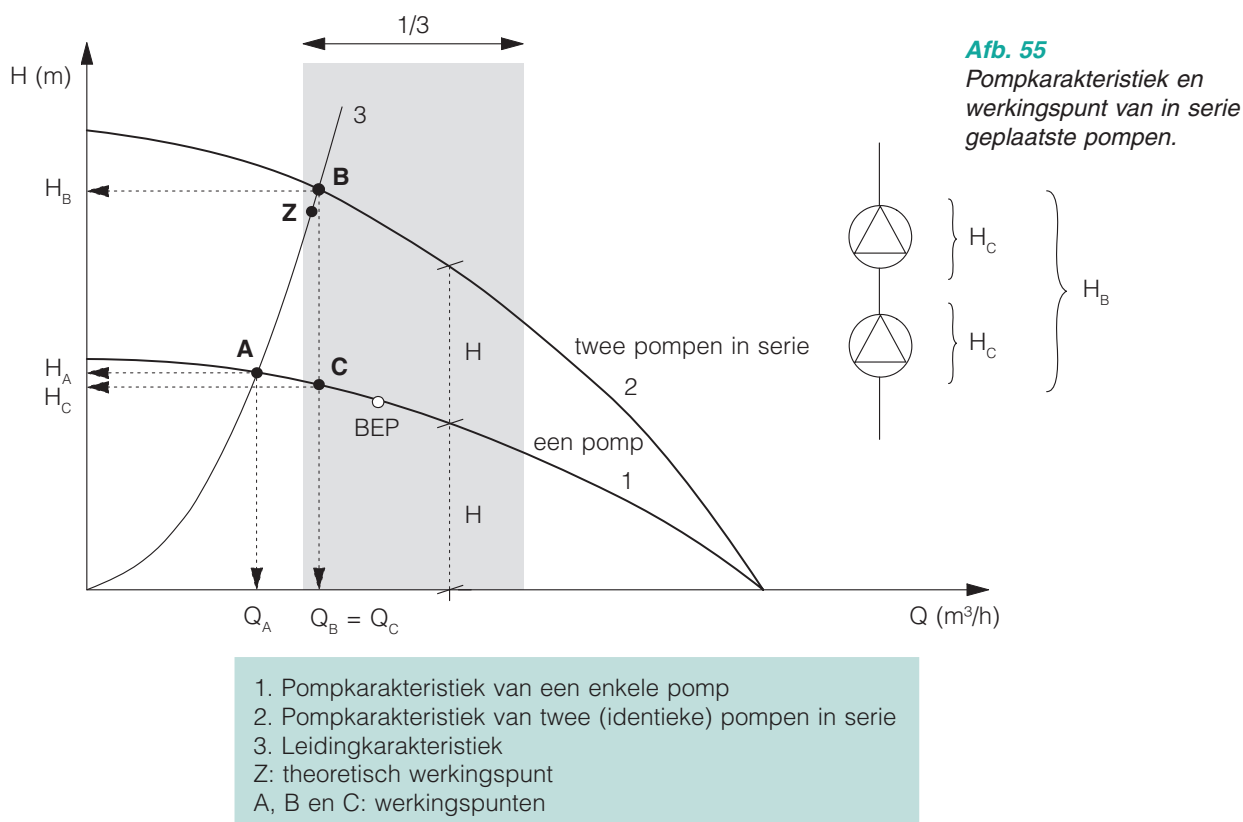
Hoewel het in theorie geenszins uitgesloten is om niet-identieke pompen (met verschillende karakteristieken) te combineren in een serie- of parallelschakeling, wordt dit best vermeden. In voorkomend geval is het risico immers reëel dat een van beide pompen in zeer slechte condities zou moeten werken of dat het gewenste resultaat zelfs tegengewerkt wordt. De voorkeur gaat dan ook steeds uit naar een combinatie van twee identieke pompen.

Hierna wordt verder uitgelegd welke voorzorgen men dient te nemen om beide pompen in de meest optimale omstandigheden te doen werken.

8.6.2 IN SERIE GEPLAATSTE POMPEN

In serie geplaatste pompen worden voornamelijk gebruikt in systemen waar hoge opvoerdrücken nodig zijn. In verwarmingsinstallaties is de toepassing van pompen in serie daarentegen weinig gebruikelijk.

Het resultaat van de serieschakeling van twee identieke pompen wordt getoond in afbeelding 55. Hierbij stelt de curve (1) de pompkarakteristiek van een enkele pomp voor, de curve (2) de pompkarakteristiek van twee (identieke) pompen in serie en de curve (3) de leidingkarakteristiek. De pompkarakteristiek van de twee pompen in serie bekomt men door voor elk debiet de opvoerhoogte (H) van een van beide pompen te verdubbelen.



Men kan de volgende werkpunten onderscheiden:

- punt A: werkpunt met een pomp (snijpunt van de karakteristieken (1) en (3))
- punt B: werkpunt met twee pompen in serie (snijpunt van de karakteristieken (2) en (3))
- punt C: werkpunt van elke pomp afzonderlijk in de serieschakeling.

Uit afbeelding 55 blijkt dat de opvoerhoogte (H_A) en bijgevolg ook het debiet (Q_A) bij gebruik van een enkele pomp (punt A, zonder serieschakeling) onder het theoretische werkpunt (Z) gelegen zijn. Het werkpunt A bevindt zich bovendien aan de linkerzijde van het optimale werkpuntgebied (grijze zone, middelste derde) en ver uit de buurt van het optimale werkpunt (BEP). Door het toepassen van een serieschakeling zullen zowel het debiet (Q_B) als de opvoerhoogte (H_B) vergroten tot deze van het werkpunt B, dat in principe dicht bij het theoretische werkpunt (Z) van de installatie moet liggen.

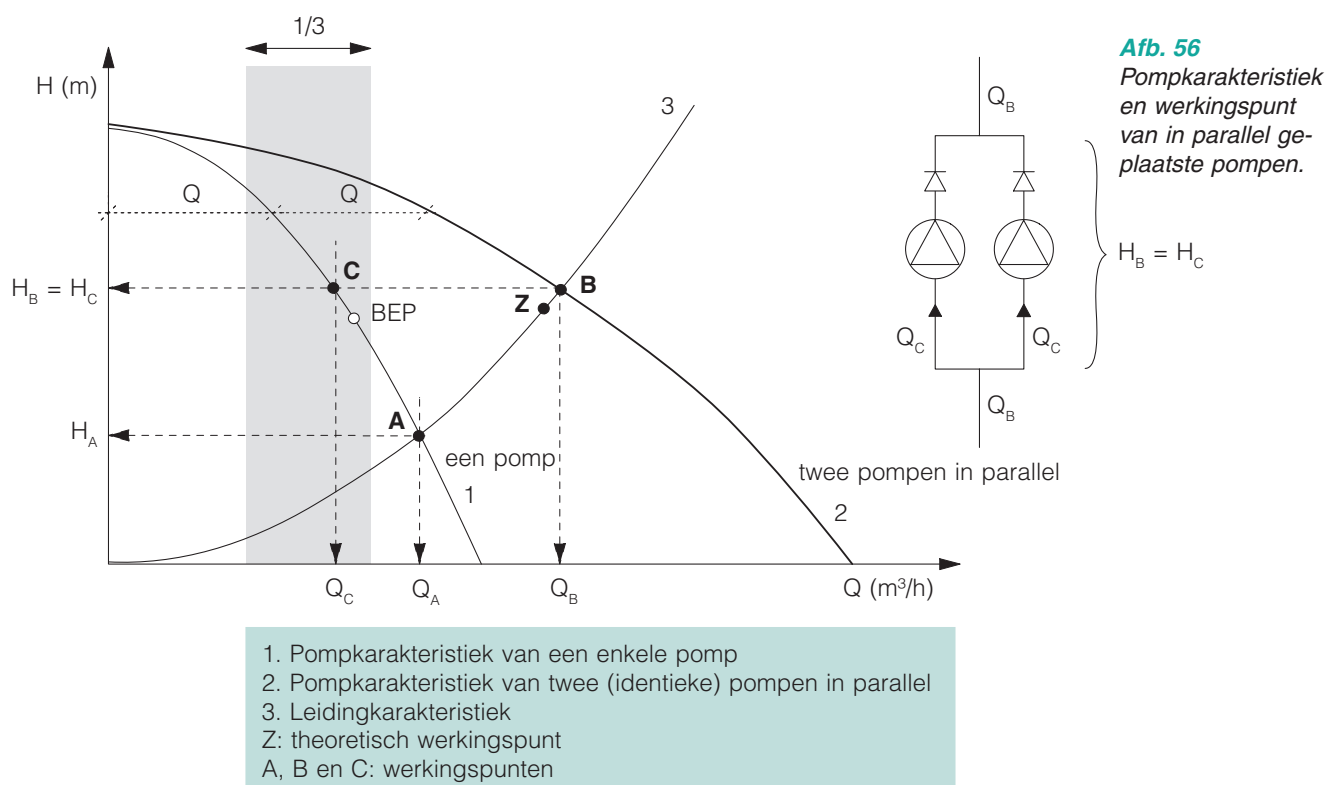
Het punt C stemt overeen met het werkelijke werkpunt van elke pomp afzonderlijk in de serieschakeling, waar, in vergelijking met de serieschakeling van werkpunt B, de opvoerhoogte van elke pomp afzonderlijk gelijk is aan de helft van de totale opvoerhoogte ($H_C = H_B/2$) en waar het debiet van elke pomp afzonderlijk gelijk is ($Q_C = Q_B$). Het punt C dient zo optimaal mogelijk gelegen te zijn, d.w.z. in de buurt van het optimale werkpunt (BEP), dus ongeveer in het midden van de pompkarakteristiek, en zeker ook binnen het centrale middelste derde (grijze zone) waarin een aanvaardbaar pomprendement verzekerd is.

8.6.3 IN PARALLEL GEPLAATSTE POMPEN

In verwarmingsinstallaties wordt de plaatsing van pompen in parallel frequent toegepast in de volgende gevallen:

- wanneer het noodzakelijke waterdebiet niet door een enkele pomp kan geleverd worden
- wanneer de ene pomp in geval van een defect aan de andere pomp dienst moet doen als reservepomp teneinde een minimaal waterdebiet te kunnen verzekeren
- wanneer men door te werken met twee kleinere pompen een beter rendement kan verkrijgen dan bij het gebruik van een enkele, grotere pomp.

Om een eventuele ongewenste watercirculatie te vermijden bij een defect aan of een uitschakeling van een van beide pompen uit de parallelschakeling, zal het noodzakelijk zijn om de persleiding van beide pompen te voorzien van een terugslagklep (zie afbeelding 56). Voornoemde pompen zijn bovendien bij voorkeur even groot en van hetzelfde type.



Bij een parallelschakeling zal het totale debiet van beide pompen gelijk zijn aan de som van de debieten van elke pomp afzonderlijk. De opvoerhoogte voor de twee pompen afzonderlijk zal dan weer gelijk zijn aan de opvoerhoogte voor het geheel van de parallelschakeling. De pompkarakteristiek van de twee pompen in parallel bekomt men door voor elke opvoerhoogte het debiet van een van beide pompen te verdubbelen.

Men kan de volgende werkingpunten onderscheiden (afbeelding 56):

- punt A: werkingpunt met een enkele pomp (snijpunt van de karakteristieken (1) en (3))
- punt B: werkingpunt met twee pompen in parallel (snijpunt van de karakteristieken (2) en (3))
- punt C: werkingpunt van elke pomp afzonderlijk in de parallelschakeling.

Uit afbeelding 56 blijkt dat het werkingpunt A, met opvoerhoogte (H_A) en debiet (Q_A), bij gebruik van een enkele pomp onder het theoretische werkingpunt (Z) gelegen is en zich bovendien aan de rechterzijde van het optimale werkinggebied (grijze zone, middelste derde) en ver uit de buurt van het optimale werkingpunt (BEP) bevindt. Door het toepassen van een parallelschakeling zullen zowel de opvoerhoogte als het debiet vergroten tot deze van het werkingpunt B (H_B en Q_B), dat in principe dicht bij het theoretische werkingpunt Z van de installatie moet liggen.

Het punt C stemt overeen met het werkelijke werkingpunt van elke pomp afzonderlijk in de parallelschakeling,

waar, in vergelijking met de parallelschakeling van werkingpunt B, de opvoerhoogte voor elke pomp afzonderlijk dezelfde is ($H_B = H_C$). Het debiet van elke pomp afzonderlijk is daarentegen gelijk aan de helft van het totale debiet ($Q_C = Q_B/2$). Het punt C is in dit geval veel beter gelegen. Het bevindt zich namelijk dicht bij het optimale werkingpunt (BEP) en binnen de (grijze) zone van het middelste derde van de pompkarakteristiek.

Bij een defect aan een van beide in parallel geschakelde pompen kan de installatie in de regel toch nog verder blijven werken (zij het niet meer optimaal). Het is dan ook aanbevolen om voor en na elke pomp een afsluitkraan te voorzien teneinde de correcte werking van de tweede pomp niet in het gedrang te brengen in het geval van een eventuele demontage. Voor de werkende pomp dient men dan het werkingpunt A in beschouwing te nemen. Hierbij valt overigens op te merken dat het waterdebiet (Q_A) dat geleverd wordt door een enkele pomp steeds groter zal zijn dan de helft van het nominale debiet (Q_B) van beide pompen samen. Dit betekent dat het waterdebiet doorheen de radiatoren meestal nog voldoende groot zal zijn om gedurende het defect een aanvaardbaar thermisch comfort te kunnen garanderen.

NOOT 37

Een variatie op de in parallel geplaatste pompen zijn de zogenoemde dubbelpompen. Deze bestaan uit twee pompmotoren, waarvan de waaiers in parallel gemonteerd zijn in een gemeenschappelijk (dubbel) pomphuis. Voor de werking en de karakteristieken van dergelijke dubbelpompen verwijzen we naar de richtlijnen van de pompfabrikant.

8.7 INSTELLEN VAN HET ONTWERPWATERDEBIET (CONSTANT)

8.7.1 ALGEMEEN

Bij het ontwerp en de dimensionering van de verwarmingsinstallatie dient men vooraf te bepalen hoe het ontwerpwaterdebiet van de pomp geregeld en/of ingesteld dient te worden.

Na de keuze en de montage van de passende pomp, dient het pompdebiet zodanig ingesteld te worden dat het berekende ontwerpdebiet geleverd wordt. Dit kan ofwel gebeuren door het toerental aan te passen (vast of traploos), ofwel door de opvoerhoogte te wijzigen door de persleiding van de pomp te voorzien van een inregelventiel, ofwel door een combinatie van beide ingrepen.

8.7.2 AANPASSING VAN HET TOERENTAL

De aanpassing van het toerental (traploos of in vaste stappen) is de meest energievriendelijke manier om het pompdebiet te vergroten of te verlagen en zodoende het gewenste ontwerpdebiet in te stellen.

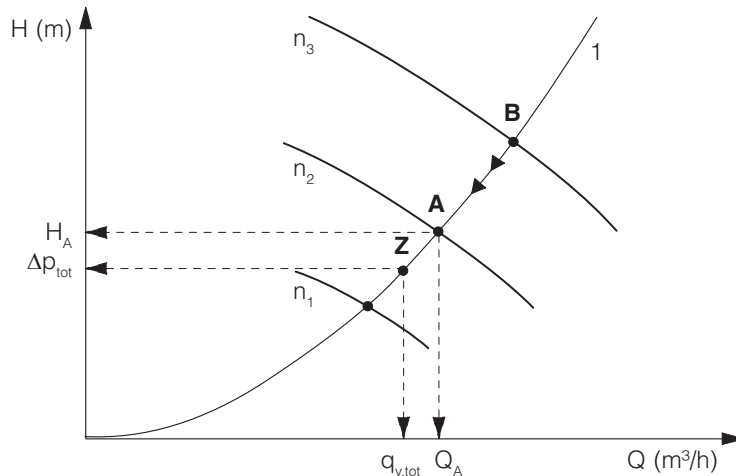
In afbeelding 57 (p. 154) wordt voor een pomp met drie vaste toerentallen de invloed van een aanpassing van het toerental getoond. De keuze van het grootste toerental n_3 levert het werkingpunt B op. Dit ligt evenwel te ver boven het theoretische werkingpunt Z. Door de instelling van het kleinere toerental n_2 , verschuift het werkingpunt van B naar A, dat boven en dicht bij het theoretische werkingpunt Z ligt en dus de beste keuze is voor de betrokken pomp.

Indien de pomp voorzien is van een traploze toerentalregeling, is het mogelijk om het werkingpunt te doen samenvallen met het theoretische werkingpunt Z. Deze optie geniet dan ook de voorkeur.

8.7.3 GEBRUIK VAN EEN INREGELVENTIEL (SMOORREGELING)

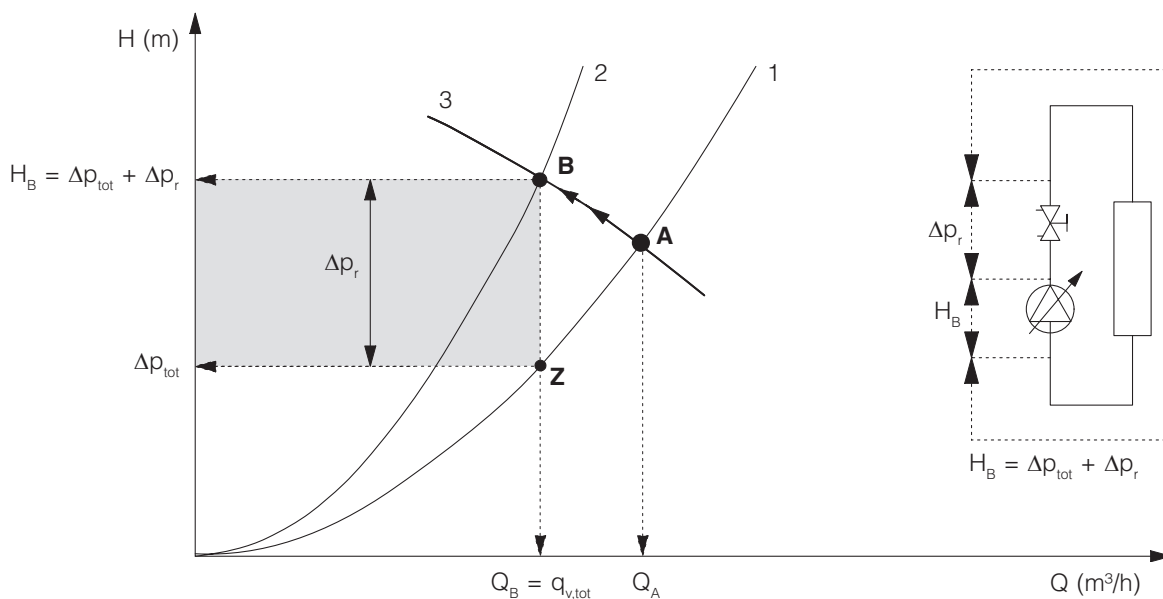
Bij een smoorregeling (zie § 10.6.3) wordt de perszijde van de pomp voorzien van een inregelventiel. Door dit ventiel te regelen, kan er in het leidingnet een bijkomend drukverlies (Δp_p) gecreëerd worden, dat het te grote waterdebiet tot het gewenste waterdebiet kan terugbrengen (zie afbeelding 58, p. 154).

Door de gedeeltelijke sluiting van het inregelventiel zal de leidingkarakteristiek van 1 naar 2 verschuiven en zal het werkingpunt zich van A naar B verplaatsen.

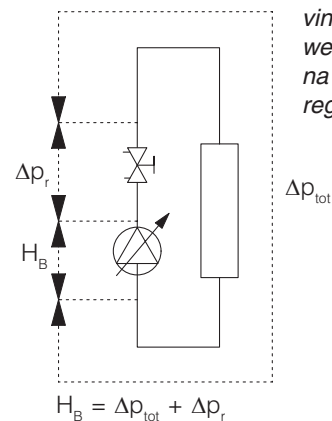


Afb. 57
Verschuiving van het werkingpunt na de aanpassing van het toerental.

1. Leidingkarakteristiek
Z: theoretisch werkingpunt
A en B: werkingpunten
 n_1, n_2 en n_3 : pompkarakteristieken (3 vaste toerentallen)



Afb. 58
Verschuiving van het werkingpunt na de smoorregeling.



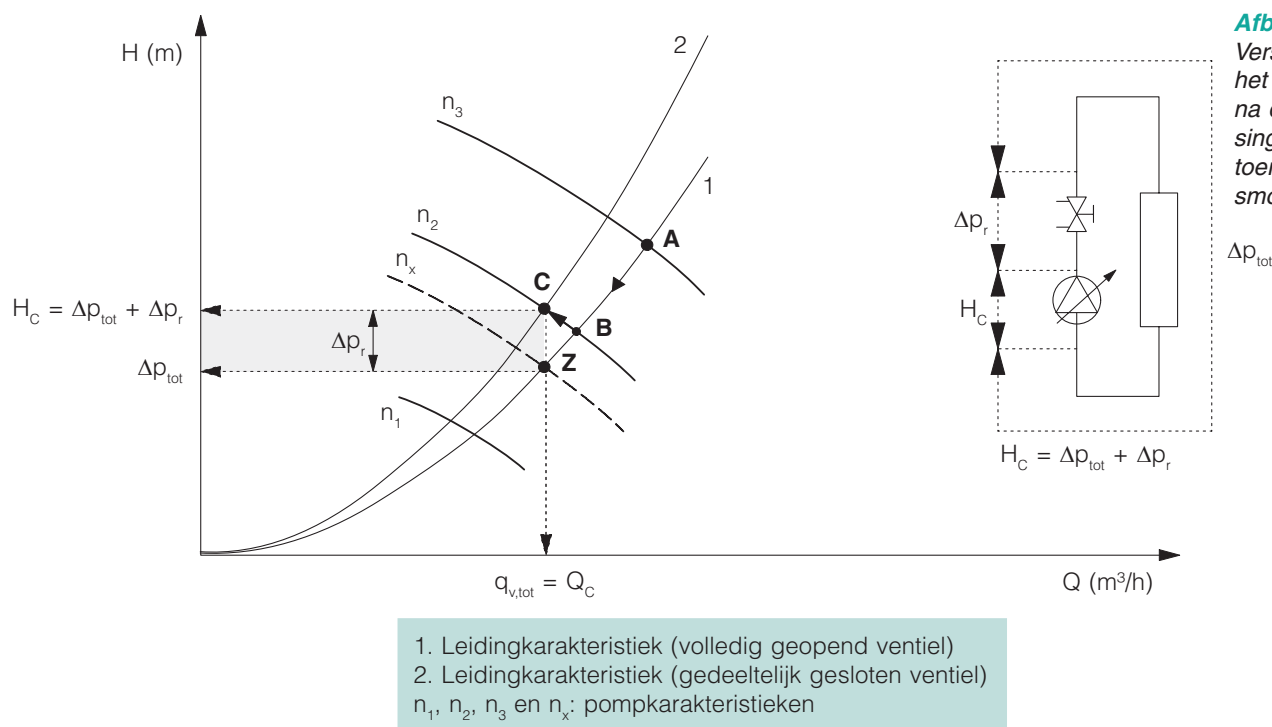
1. Leidingkarakteristiek (geopend ventiel)
2. Leidingkarakteristiek (gedeeltelijk gesloten ventiel)
3. Pompkarakteristiek

De smoorregeling heeft dus de volgende effecten tot gevolg:

- het oorspronkelijk te grote debiet Q_A (in punt A) daalt tot het gewenste debiet Q_B (in punt B). Uit afbeelding 48 (p. 145) blijkt dat deze debietsdaling gepaard gaat met een lichte vermindering van het opgenomen (elektrische) pompvermogen (P_{ab}), wat uiteraard gunstig is
- het over het inregelventiel ingestelde drukverlies (Δp_r) leidt tot een verhoging van de totale drukverliezen van het leidingnet (Δp_{tot}). De opvoerhoogte van de pomp zal dan ook stijgen om deze drukverliezen te compenseren ($H_B = \Delta p_{tot} + \Delta p_r$). Het nuttige pompvermogen in het punt B is bijgevolg groter dan in het werkingpunt Z. Deze energetisch nadelige stijging kan grafisch voorgesteld worden door de oppervlakte van de rechthoek die gevormd wordt tussen de Y-as en de werkingpunten B en Z uit afbeelding 58
- een stijging of een daling van het pompendement, al naargelang van de ligging van het oude en het nieuwe werkingpunt ten opzichte van het optimale werkingpunt BEP (zie afbeelding 49, p. 146).

8.7.4 COMBINATIE VAN EEN TOERENTALREGELING EN EEN SMOORREGELING

Om het mogelijke energieverlies van de pomp ten gevolge van de smoorregeling te verminderen, kan het in te regelen bijkomende drukverlies (Δp_r) beperkt worden door vooraf zijn toevlucht te nemen tot een aanpassing van het toerental, zoals getoond in afbeelding 59.



Bij pompen met vaste toerentalen kan dit gebeuren door eerst het toerental aan te passen tot de laagst mogelijke waarde waarbij er nog een voldoende debiet wordt geleverd (n_2 in afbeelding 59 – het werkingpunt A verschuift hierdoor naar B) en vervolgens een fijnregeling door te voeren via de smoorregeling van het ventiel (het werkingpunt B verschuift hierdoor finaal naar C). Het resterende in te stellen drukverlies (Δp_r) ter hoogte van het regelventiel zal in dit geval normaalgesproken kleiner zijn dan bij een zuivere smoorregeling (afbeelding 58, p. 154), waardoor ook het energieverlies minder groot zal zijn.

In het geval van pompen met een traploze toerentalregeling kan een rechtstreekse verschuiving van het werkingpunt A naar Z gerealiseerd worden en is een smoorregeling derhalve overbodig.

8.8 REGELING VAN HET WATERDEBIET (VARIABEL)

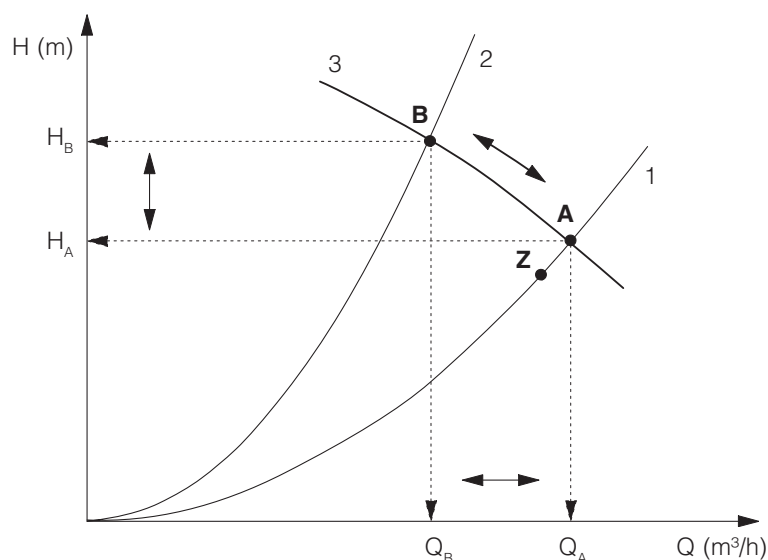
8.8.1 NUT VAN DEBIETREGELING

In een traditionele centrale-verwarmingsinstallatie worden de nominale waterdebieten bepaald aan de hand van het piekvermogen (d.i. het vermogen bij extreme klimaatvoorwaarden), berekend op basis van een warmteverliesberekening van het gebouw. Aangezien voornoemde extreme voorwaarden gemiddeld slechts gedurende 5 % van het stookseizoen voorkomen (d.i. de periode die overeenstemt met een vollastwerking of een nominaal debiet van 100 %), werkt de installatie gedurende het overgrote deel van de stookperiode in deellast, waarbij er een regeling in functie van de verwarmingsbehoeften noodzakelijk is.

Indien de (maximale) nominale waterdebieten bij de deellastwerking van de installatie geregeld (gereguleerd) worden naargelang van de verwarmingsbehoeften (bv. door de automatische sluiting van een aantal thermostatische radiatorcransen), daalt ook de retourwatertemperatuur, wat bijvoorbeeld gunstig is voor het rendement van condensatieketels. Er is ook een besparing in pompenergie mogelijk, die evenwel afhankelijk is van het gebruikte pomptype (zie verder).

8.8.2 DEBIETREGELING BIJ POMPEN MET VASTE TOERENTALLEN

Het sluiten van radiatorkranen en de hieraan gekoppelde debietvermindering resulteert bij een standaardpomp (met vaste toerentallen) in een (ongewenste) toename van de pompdruk. Dit is voorgesteld in afbeelding 60. Door de debietvermindering ($Q_A \Rightarrow Q_B$) verschuift de leidingkarakteristiek naar links (van 1 naar 2), waardoor het werkingpunt A verschuift naar het werkingpunt B, met een verhoging van de pompdruk tot gevolg ($H_A \Rightarrow H_B$). Dit zal weliswaar leiden tot een daling van het pompvermogen, maar door de druktoename zal de vermogensreductie veel kleiner zijn dan bij een toerentalregeling.



1. Leidingkarakteristiek (volledig geopende radiatorkranen)
2. Leidingkarakteristiek (gedeeltelijk gesloten radiatorkranen)
3. Pompkarakteristiek

Afb. 60

Verschuiving van het werkingpunt door het sluiten van een aantal radiatorkranen (pompen met vaste toerentallen).

Het gebruik van standaardpompen is dan ook geen energiezuinige manier van werken. In het licht van de toekomstige eisen inzake energie-efficiëntie zal dit op termijn overigens niet meer toegelaten worden (zie § 8.9). De vaste toerentallen van de standaardpompen zijn bovendien enkel bedoeld om de pomp eenmalig af te stellen bij de plaatsing in de installatie en dienen niet voor het toepassen van een debietregeling tijdens het stookseizoen. Pompen met vaste toerentallen hebben met andere woorden enkel de bedoeling om een ruimer toepassingsgebied te kunnen bestrijken.

8.8.3 VARIABEL DEBIET (TOERENTALGEREGELDE POMPEN)

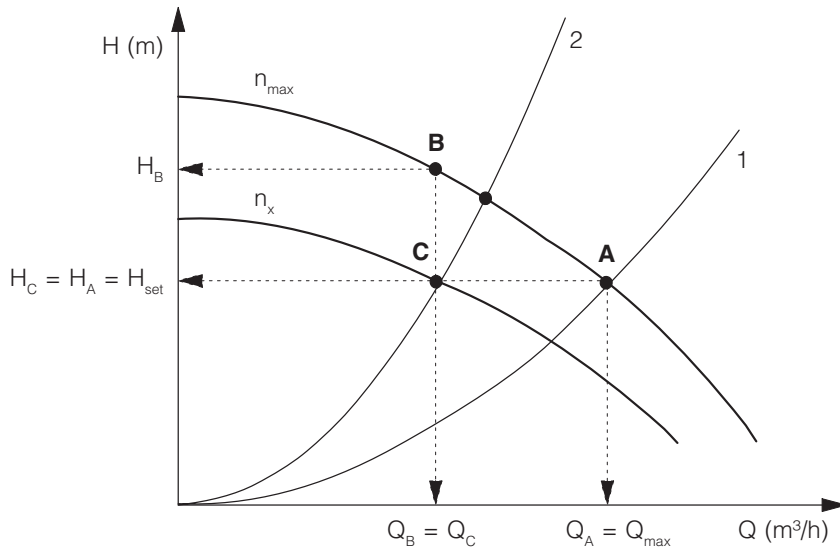
Indien men de voornoemde nadelen van pompen met vaste toerentallen wenst te vermijden (hoger energieverbruik, lawaaihinder, regelproblemen), is het raadzaam om zijn toevlucht te nemen tot het gebruik van toerentalgergelde pompen. Het gaat hier om circulatiepompen die speciaal ontworpen zijn om een debietregeling in functie van de ogenblikkelijke warmtebehoefte te kunnen uitvoeren. Dit leidt tot aanzienlijke energiebesparingen en lagere gebruikskosten.

Bij pompen met een ingebouwde toerentalregeling kan gekozen worden voor verschillende regelprincipes. Een debietregeling met behoud van een constante pompdruk of met een proportionele opvoerhoogte zijn de twee belangrijkste, die hierna kort toegelicht worden.

■ Debietregeling met behoud van een constante pompdruk of opvoerhoogte

Bij dit regelprincipe wordt de opvoerhoogte van de pomp bij een debietvermindering constant op een ingestelde waarde ($H_{\text{set}} = H_A$) gehouden door een traploze en elektronisch gestuurde aanpassing van het toerental van de pomp.

Dit principe heeft als effect dat het werkingpunt A verschuift naar punt C door het toerental te regelen van n_{\max} naar n_x (zie afbeelding 61). Bij gebruik van een pomp met een vast toerental zou het werkingpunt onder dezelfde voorwaarden verschuiven naar het veel nadeligere punt B (zoals in afbeelding 60, p. 156). Hier heerst een veel hogere druk (H_B) die gepaard zou gaan met een hoger energieverbruik.



Afb. 61
Debietregeling bij een toerental-geregelde pomp met een constante druk.

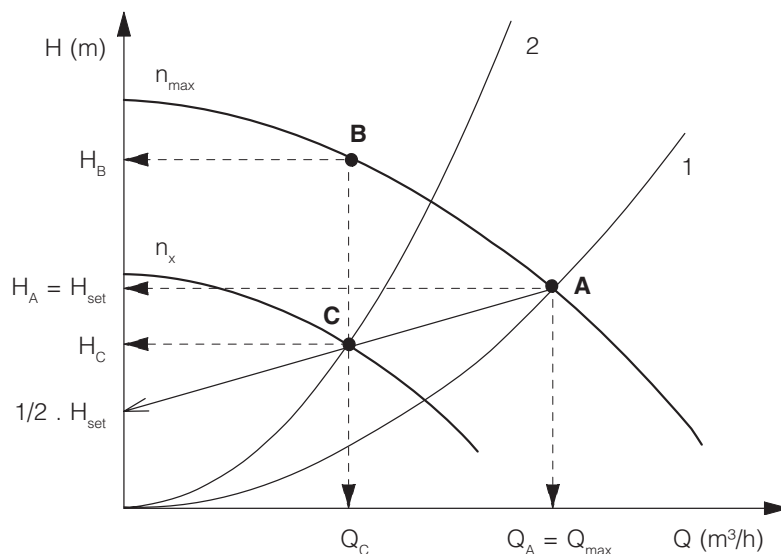
1. Leidingkarakteristiek (volledig geopende radiatorcransen)
 2. Leidingkarakteristiek (gedeeltelijk gesloten radiatorcransen)
- n_x : geregeld toerental
 n_{\max} : maximaal toerental
 H_{set} : geregelde pompdruk

■ Debietregeling met een proportionele opvoerdruk (leidingcompensatie)

Aangezien een kleinere opvoerhoogte (of opvoerdruk) gepaard gaat met een kleiner opgenomen vermogen en dus ook met een energiebesparing, kan men zich de vraag stellen of het principe van de debietvermindering met behoud van een constante druk (zoals getoond in afbeelding 61) niet verbeterd zou kunnen worden door tegelijk met de debietvermindering ook een verlaging van de pompdruk te realiseren. Dit zou immers gepaard kunnen gaan met een nog grotere energiebesparing. Het principe van een dergelijke regeling met 'proportionele pompdruk' (ook 'leidingcompensatie' genoemd) is voorgesteld in het schema uit afbeelding 62 (p. 158).

Om de goede werking van de meng- en regelcransen in de secundaire kringen van de installatie te bevorderen, is het belangrijk dat de beschikbare druk ter hoogte van de aftakking naar de secundaire kringen zo constant mogelijk blijft. Deze druk is gelijk aan de opvoerdruk van de pomp, verminderd met het drukverlies van de primaire (ketel)kring. Elke debietvermindering in de primaire kring (bv. door het sluiten van een regelkraan in een secundaire kring), houdt dus ook een daling van het totale drukverlies in de primaire kring in (wat gepaard gaat met een verhoging van de beschikbare druk). Opdat de beschikbare druk aan elke aftakking constant zou blijven, moet het kleiner geworden drukverlies van de primaire kring gecompenseerd worden door de opvoerhoogte van de pomp proportioneel te doen dalen bij elke corresponderende debietvermindering. Deze compensatie zal des te interessanter zijn, naarmate het drukverlies in de primaire kring ten gevolge van de debietvermindering relatief gezien groter is.

Het werkingsprincipe van deze regeling (zie NOOT 38, p. 158) houdt in dat het in werkingpunt A (met een maximaal debiet $Q_A = Q_{\max}$ en een maximaal toerental n_{\max}) heersende drukverschil over de pomp (H_A) bij een debietvermindering proportioneel daalt volgens een rechte die het punt A (met als coördinaten H_{set} en Q_{\max}) verbindt met het werkingpunt met coördinaten $H_{\text{set}}/2$ en $Q = 0$. Dit geschiedt door een traploze en permanente aanpassing van het toerental van de pomp, waarbij het werkingpunt A langs voornoemde rechte verschuift naar punt C (verminderd debiet Q_C door de elektronische regeling van het toerental n_x) en waarbij de opvoerdruk proportioneel daalt tot de waarde H_C die lager is dan de ingestelde druk (H_{set}).



Afb. 62
Debietregeling bij een toerentalge-
regelde pomp met
een proportionele
druk.

- 1. Leidingkarakteristiek (volledig geopende radiatorcranken)
- 2. Leidingkarakteristiek (gedeeltelijk gesloten radiatorcranken)
- n_x : geregeld toerental
- n_{max} : maximaal toerental
- H_{set} : geregelde pompdruk

NOOT 38

Voor meer informatie over de technologie en de mogelijkheid om een debietregeling toe te passen bij toerentalgeregelde pompen, verwijzen we naar de technische documentatie van de pompfabrikanten.

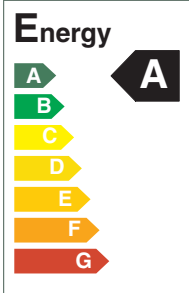
8.9 EISEN INZAKE DE ENERGIE-EFFICIËNTIE VAN POMPEN

Zoals reeds uitgelegd werd in § 3.3.1, zijn pompen elektrisch aangedreven toestellen die onder de Europese EUP-Richtlijn [E2] en de hieraan gekoppelde *Ecodesign*- [E4] en Energie-etiketteringsrichtlijnen [E5] vallen. Om deze richtlijnen tot uitvoering te kunnen brengen, heeft de Europese Commissie de verordeningen 641/2009 [E8] en 640/2009 [E7] uitgevaardigd. Hierin werden een aantal bijzondere eisen vastgelegd inzake de energie-efficiëntie van natlopercirculatiepompen (op basis van de energie-efficiëntie-index of EEI-index) en elektromotoren (waaronder ook de drooglopercirculatiepompen vallen) (op basis van een energie-efficiëntieniveau of IE-niveau). De rekenprocedures ter bepaling van de EEI-index en het IE-niveau worden uitgebreid uit de doeken gedaan in de bijlagen van beide verordeningen.

Voormelde eisen, die gefaseerd in de tijd zullen ingevoerd worden, zijn dermate streng dat de overgrote meerderheid van de huidige pompen hier niet aan voldoet. Uit afbeelding 63 (p. 159) blijkt bijvoorbeeld dat de totnogtoe gehanteerde energieklassen A voor natlopercirculatiepompen (met een EEI-index $\leq 0,40$) niet langer beantwoordt aan de EEI-eis ($\leq 0,27$) die sedert 2013 van kracht is.

Voor de drooglopercirculatiepompen (die rechtstreeks onder de eisen voor elektromotoren vallen) is de situatie de volgende:

- sedert 16/6/2011 moeten alle pompmotoren minstens beantwoorden aan het IE2-efficiëntieniveau (evenwaardig met de oude efficiëntieklasse EFF1)
- vanaf 1/1/2015 zullen alle pompmotoren met een vermogen tussen 7,5 en 375 kW ofwel aan het IE3-efficiëntieniveau moeten voldoen, ofwel aan het (minder strenge) IE2-efficiëntieniveau indien ze met een toerentalregeling (snelheidsvariator) uitgerust zijn
- vanaf 1/1/2017 zal het toepassingsdomein van voornoemde eisen uitgebreid worden naar kleinere pompen met een vermogen tussen 0,75 en 375 kW.

A. Totnogtoe gehanteerde EEI-eisen		B. Huidige en toekomstige EEI-eisen
	Klasse	Energie-efficiëntie-index (EEI)
	A	$EEI < 0,40$
	B	$0,40 \leq EEI < 0,60$
	C	$0,60 \leq EEI < 0,80$
	D	$0,80 \leq EEI < 1,00$
	E	$1,00 \leq EEI < 1,20$
	F	$1,20 \leq EEI < 1,40$
	G	$1,40 \leq EEI$
		Sinds 1/1/2013: $EEI \leq 0,27$ Vanaf 1/1/2015: $EEI \leq 0,23$

Afb. 63 Vergelijking tussen de totnogtoe gehanteerde energieklassen voor natlopercirculatiepompen en de huidige en toekomstige EEI-eisen [E2, E4].

Het voorgaande impliceert dat de pompfabrikanten alles in het werk zullen moeten stellen om nieuwe innovatieve en nog efficiëntere pompen te ontwikkelen. De installateur mag zich dan ook verwachten aan de introductie van tal van nieuwe modellen en pomptypes.

9 EXPANSIEVATEN

9.1	Inleiding.....	163
9.2	Rol, belang en werking van expansievaten.....	163
9.2.1	Open en gesloten expansievaten	163
9.2.2	Werking van gesloten expansievaten met variabele druk.....	164
9.2.3	Belang van een goede dimensionering en gebruiksvoorwaarden.....	164
9.3	Kwaliteit en onderhoud van het expansievat	165
9.4	Plaats van het expansievat in de installatie	166
9.5	Expansievolumen van het water (V_e).....	168
9.5.1	In acht te nemen maximale overschrijdingstemperatuur (θ_{max}).....	168
9.5.2	Expansievolumen en expansiecoëfficiënt van water	168
9.6	Bepaling van de waterinhoud van een installatie (V_{sys}).....	169
9.6.1	Waterinhoud van een nieuwe installatie.....	169
9.6.2	Waterinhoud van een bestaande installatie.....	170
9.7	Dimensionering van expansievaten met variabele druk.....	170
9.7.1	Werking van expansievaten met variabele druk.....	170
9.7.2	Minimaal reservewatervolumen ($V_{WR,min}$)	172
9.7.3	Minimaal nettowatervolumen ($V_{n,min}$)	172
9.7.4	Berekening van de absolute en de relatieve drukken.....	173
9.7.5	Statische druk (p_{st}) in de verwarmingsinstallatie.....	173
9.7.6	Voordruk (p_o).....	174
9.7.6.1	Minimale voordruk ($p_{o,min}$)	174
9.7.6.2	Te regelen voordruk (p_o).....	174
9.7.7	Bijzondere voorwaarden	175
9.7.7.1	Vermijden van pompcavities	175
9.7.7.2	Vermijden van kookverschijnselen in de ketel.....	176
9.7.8	Maximaal toelaatbare druk (p_m).....	177
9.7.9	Minimaal totaal luchtvolumen ($V_{exp,min}$)	178
9.7.10	Keuze van het expansievat en berekening van de reële drukken en volumes	178
9.7.10.1	Totaal luchtvolumen (V_{exp}) van het reëel gekozen expansievat.....	178
9.7.10.2	Minimale begindruk ($p_{a,min}$).....	179
9.7.10.3	Maximaal reservewatervolumen ($V_{WR,max}$).....	179
9.7.10.4	Maximale begindruk ($p_{a,max}$).....	180
9.7.10.5	Reëel in te stellen begindruk (p_a).....	180
9.7.10.6	Werkelijk reservewatervolumen (V_{WR}) en werkelijke einddruk (p_e).....	180
9.7.11	Praktisch rekenblad voor expansievaten met variabele druk.....	181
9.8	Dimensionering van expansievaten met constante druk	182
9.8.1	Toepassingsdomein	182
9.8.2	Types expansievaten met constante druk.....	183
9.8.2.1	Werking van expansievaten met een compressor.....	183
9.8.2.2	Werking van expansievaten met een pomp.....	183
9.8.3	Berekening van het water- en luchtvolumen voor expansievaten met constante druk (met een compressor).....	184
9.8.4	Geregelde druk in het expansievat (p_{reg}).....	185
9.8.5	Berekening van de compressorcapaciteit (q_{com}).....	186
9.8.6	Praktisch rekenblad voor expansievaten met constante druk.....	187



9 EXPANSIEVATEN

9.1 INLEIDING

In dit hoofdstuk wordt er vooreerst een beschrijving gegeven van de rol, het belang, de werking en de gebruiksvoorwaarden van gesloten expansievaten. Daarna worden er een aantal algemene richtlijnen gegeven met betrekking tot de kwaliteit, het onderhoud en de plaatsing van expansievaten. Ook de manier waarop het expansievolume en de waterinhoud bepaald moeten worden, komt uitgebreid aan bod.

Vervolgens spitsen we de aandacht toe op de werking en de dimensionering van gesloten expansievaten met variabele druk enerzijds en constante druk anderzijds. Deze laatste komen voornamelijk voor in grote verwarmingsinstallaties. Ten behoeve van de ontwerpers werden er voor beide types expansievaten ten slotte praktische rekenbladen opgesteld die een snelle en correcte dimensionering toelaten.

In dit hoofdstuk gaat er eveneens heel wat aandacht uit naar de regels die in acht genomen moeten worden om nadelige effecten zoals pompcavities en mogelijke kookverschijnselen in ketels te vermijden. Het blijft evenwel aangeraden om voor deze gevallen bijkomend ook de specifieke instructies van de betrokken fabrikanten (expansievaten, stookketels, pompen en circulatoren) op te volgen.

9.2 ROL, BELANG EN WERKING VAN EXPANSIEVATEN

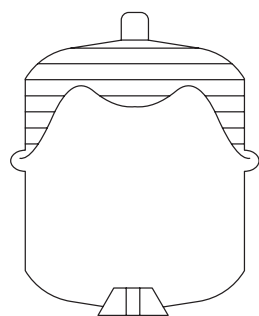
9.2.1 OPEN EN GESLOTEN EXPANSIEVATEN

Expansievaten hebben tot doel om de druk in de verwarmingsinstallatie op geen enkel moment (noch in opgewarmde, noch in afgekoelde toestand) te hoog of te laag te laten worden. In deze context dient men er vooral op toe te zien dat de installatie niet in onderdruk komt te staan. Zo niet, is het risico op corrosieproblemen door een mogelijke inzuiging van lucht reëel. De correcte dimensionering van het expansievat en de nauwkeurige controle en instelling van de druk zijn hierbij essentieel.

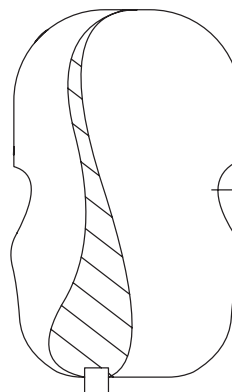
Open expansievaten, gekenmerkt door hun plaatsing op het hoogste punt van de verwarmingsinstallatie, worden vandaag de dag, gelet op hun talrijke nadelen, nog maar zelden toegepast. Zo is er bij dergelijke installaties een voortdurend corrosiegevaar ten gevolge van de permanente zuurstoftoetreding in het installatiewater, veroorzaakt door het contact tussen het wateroppervlak in het open vat en de omgevingslucht. Daarnaast treedt er via dezelfde weg ook een constant waterverlies op door verdamping en is het bevroeringsgevaar reëel indien het vat opgesteld werd in een niet-vorstvrije omgeving. Verder zijn de plaatsingskosten meestal aanzienlijk als gevolg van de verplichte montage op het hoogste punt van de installatie, wat bovendien gepaard kan gaan met mogelijke ruimtelijke beperkingen. Met al deze nadelen in het achterhoofd, zal dit type installatie in het vervolg van dit document dan ook niet verder besproken worden.

Tegenwoordig worden er vrijwel enkel nog gesloten expansievaten onder druk geplaatst, waarbij het gas en het water in het vat van elkaar gescheiden worden door een rubberen membraan of een balg, zoals getoond in afbeelding 64 (p. 164). In kleine en middelgrote installaties wordt in de regel gebruikgemaakt van gesloten expansievaten met variabele druk, waarbij de druk verandert naargelang van de watertemperatuur. De dimensionering van deze expansievaten wordt uit de doeken gedaan in § 9.7.

In zeer grote installaties en in hoge gebouwen waarbij het expansievat in de onderste verdieping opgesteld is, gaat de voorkeur doorgaans uit naar expansievaten met constante druk. Hierbij wordt de druk in stand gehouden door een compressor of een pomp en dit, ongeacht de watertemperatuur in de installatie. Voor de dimensionering van dit type expansievaten verwijzen we naar § 9.8.



A. Met membraan



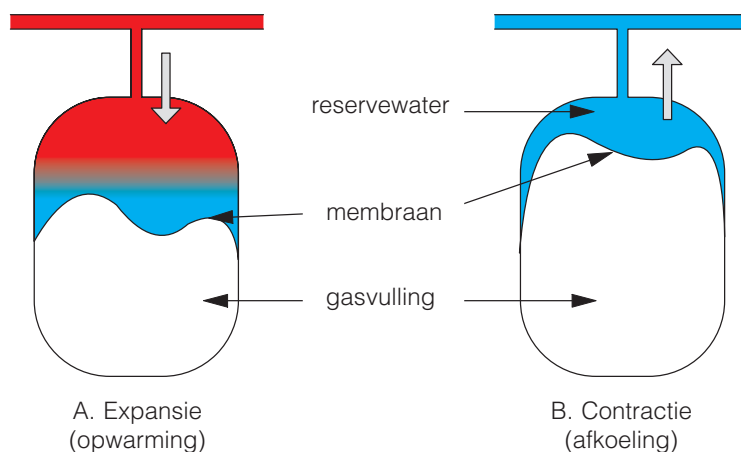
B. Met balg

Afb. 64
Gesloten
expansievat.

9.2.2 WERKING VAN GESLOTEN EXPANSIEVATEN MET VARIABELE DRUK

Het water dat aanwezig is in een centrale-verwarmingsinstallatie zet uit bij opwarming (expansie) en krimpt bij afkoeling (contractie), waardoor ook de druk in de installatie toe- en afneemt. Het expansievat zorgt er dan voor dat de druk in de installatie op geen enkel moment te hoog of te laag wordt.

De werking van een expansievat met variabele druk kan als volgt beschreven worden. Telkens wanneer de installatie opwarmt, wordt de hiermee gepaard gaande volumetoename van het water opgevangen door het expansievat, alwaar het gas wordt samengeperst. Het aldus vrijgekomen gasvolume wordt hierbij vervangen door het expansiewater dat van de installatie naar het expansievat stroomt. Bij de afkoeling van de installatie treedt het omgekeerde proces op: het watervolume krimpt, stroomt terug naar de installatie en wordt opnieuw vervangen door het gas. We willen erop wijzen dat er in deze afkoelfase steeds een zekere hoeveelheid reservewater in het expansievat dient achter te blijven. Beide situaties zijn voorgesteld in afbeelding 65.



Afb. 65
Werking van
een gesloten
expansievat
met variabele
druk.

9.2.3 BELANG VAN EEN GOEDE DIMENSIONERING EN GEBRUIKSVOORWAARDEN

De goede dimensionering van een gesloten expansievat met variabele druk, d.w.z. de bepaling van de grootte van het vat en de te controleren en te regelen drukken, is gebaseerd op de volgende principes:

- de installatiedruk moet altijd (zowel in opgewarmde als in afgekoelde toestand) en overall (ook op het hoogste punt) hoger zijn dan de atmosferische druk en dit, om de indringing van (zuurstofrijke) omgevingslucht als gevolg van een onderdruk te voorkomen. Zodoende kan men vermijden dat er in afgekoelde toestand geen reservewater meer zou overblijven in het expansievat, waardoor het gas geen druk meer zou kunnen uitoefenen op het installatiewater (met een onderdruk tot gevolg). Dit reservewater moet overigens ook kunnen dienen ter compensatie van mogelijke kleine waterlekken en/of opvulwater na een ontluchtingsoperatie

- in volledig opgewarmde toestand moet de installatiedruk bovendien ook lager blijven (met een veilige marge) dan de openingsdruk van het veiligheidsventiel. Zo niet, treedt er langs dit ventiel een voortdurend waterverlies op.

Opdat het expansievat zijn taak naar behoren zou kunnen vervullen, dient er bij de keuze, de montage en het onderhoud aan de volgende voorwaarden voldaan te zijn:

- bij de keuze van het expansievat:
 - het volume van het vat moet toereikend zijn (zie dimensionering)
 - de voordruk moet gecontroleerd worden (om eventueel bijgesteld te kunnen worden bij de montage)
 - het membraan moet van goede kwaliteit zijn (materiaal, dikte, rek die optreedt bij sommige constructievormen ...). Een membraan van slechte kwaliteit is immers vaak de oorzaak van een snel verlies aan voordruk (door diffusie via het membraan)
- bij de montage:
 - het vat moet op de juiste plaats ten opzichte van de pomp en de ketel gemonteerd worden (zie § 9.4)
 - de voordruk moet correct ingesteld zijn. Dit dient voor elke individuele installatie te gebeuren in functie van de hoogte tussen het expansievat en het hoogste punt van de installatie
 - de begindruk moet eveneens correct ingesteld zijn opdat er steeds een toereikend reservewatervolume in het vat aanwezig zou blijven. Dit reservewater moet ervoor zorgen dat het gas in alle omstandigheden de nodige druk op het water zou kunnen uitoefenen
- bij het onderhoud:
 - de voordruk van het vat dient regelmatig gecontroleerd te worden om de goede werking van de installatie (levensduur, betrouwbaarheid, comfort en energieverbruik) te waarborgen
 - tijdens de montage moeten er daarom bepaalde maatregelen getroffen worden om de toegankelijkheid van het ventiel te verzekeren en om het vat te kunnen afkoppelen zonder de ganse installatie te moeten ledigen.

In het geval van wandketels met een ingebouwd expansievat dient men steeds over te gaan tot de bepaling en de controle van het volume van het expansievat en de voordruk voor elke installatie afzonderlijk. Ingebouwde expansievaten vertonen immers vaak een ontoereikend volume en een onaangepaste voordruk. In voorkomend geval dient men een correct gedimensioneerd extern expansievat te monteren en het ingebouwde expansievat af te koppelen.

Indien voornoemde voorwaarden niet vervuld zijn, is de kans groot dat de druk bij opwarming van de installatie te hoog wordt met mogelijke (spui)waterverliezen tot gevolg. Bij afkoeling kan er dan weer een onderdruk ontstaan in de hoge punten, die aanleiding kan geven tot een mogelijke luchtinzuging en corrosie.

Tegen deze principes worden echter nog heel veel fouten gemaakt. Vandaar dat men vandaag de dag nog vaak geconfronteerd wordt met problemen die veroorzaakt worden door het intreden van lucht of de frequente bijvulling met (zuurstofrijk) water: corrosie (lekken, verstoppingen, pompslijtage), lawaaihinder door luchtophopingen of meegesleurde luchtbellens, verminderde warmteafgifte van de radiatoren door een slechte doorstroming ... Dit alles leidt tot een verminderd comfort, een verhoogd energieverbruik en onnodige onderhouds- of herstellingskosten.

9.3 KWALITEIT EN ONDERHOUD VAN HET EXPANSIEVAT

Om de goede werking van de installatie te kunnen veiligstellen, dient men in de eerste plaats te zorgen voor een correcte dimensionering, een juiste plaatsing en een aangepast onderhoud van de expansievaten.

Wat de gasdruk in het expansievat betreft, leert de ervaring dat zowel de door de fabrikant opgegeven voordruk (bij de productie of levering van het expansievat) als de geregelde begindruk (na plaatsing in de installatie) na verloop van tijd beginnen af te nemen als gevolg van de diffusie van het gas naar het water van het expansievat. De periodieke heen-en-weerbewegingen van het water tussen het expansievat en de installatie zorgen er immers voor dat het gas zich naar de installatie verplaatst, alwaar het verdwijnt door corrosie (geval van zuurstof), zich ophoopt in de bovenste delen of ontsnapt bij het purgeren.

De snelheid waarmee een expansievat zijn gas verliest (en de voordruk daalt) is onder meer afhankelijk

van de kwaliteit van het membraan. In deze context willen we erop wijzen dat bepaalde membranen weliswaar een betere weerstand tegen diffusie vertonen, maar ook sneller scheuren. Het gas kan eveneens verloren gaan via een lekkend ventiel (bv. na een controle). In voorkomend geval is een eenvoudige lektest met zeepwater dan ook ten stelligste aan te bevelen. De aard van het gebruikte gas kan evenzeer een invloedsfactor zijn. Zo zal er minder diffusie optreden en zal ook het risico op corrosie kleiner zijn bij een vulling met zuivere stikstof dan bij een vulling met lucht. De in de lucht aanwezige zuurstof zal immers een corrosieproces in gang zetten dat de metalen onderdelen van de installatie aantast. De aldus met de waterstroom meegevoerde corrosiedeeltjes kunnen vervolgens bezinken in de ketel of zorgen voor verstoppingen in de leidingen en regelkranen.

Om de goede werking van het expansievat in de tijd te waarborgen, moet de voordruk van het vat niet alleen gecontroleerd en ingesteld worden vóór de plaatsing, maar moet deze handeling ook regelmatig herhaald worden (jaarlijks of minstens om de twee jaar, bij voorkeur tijdens het periodieke onderhoud van de ketel). Tijdens deze controle – die gepaard gaat met het isoleren van het expansievat (zie NOOT 39) – begint men met het noteren van de datum en de gemeten voordruk in een document dat bij het expansievat bewaard wordt, waarna men overgaat tot de correctie ervan. Een abnormale daling van de voordruk kan wijzen op een defect aan het expansievat. Een lichte daling zal daarentegen gewoonlijk te wijten zijn aan het onvermijdelijke diffusieproces.

Door deze manier van werken kan de installateur een goed beeld krijgen over de kwaliteit van de door hem geïnstalleerde expansievaten en zal hij bovendien gewezen worden op de noodzaak van het onderhoud.

NOOT 39

Overeenkomstig de norm NBN EN 12828 [B21] dient de verbinding tussen de ketel en het expansievat tijdens de werking van de verwarmingsinstallatie steeds open te blijven.

Het is niettemin aanbevolen om tussen de ketel en het expansievat een kapventiel te voorzien (het gaat hier om de combinatie van een afsluitkraan, die geblokkeerd is in open stand, en een afluutkraan), dat toelaat om het vat af te koppelen en/of de voordruk van het expansievat te meten.

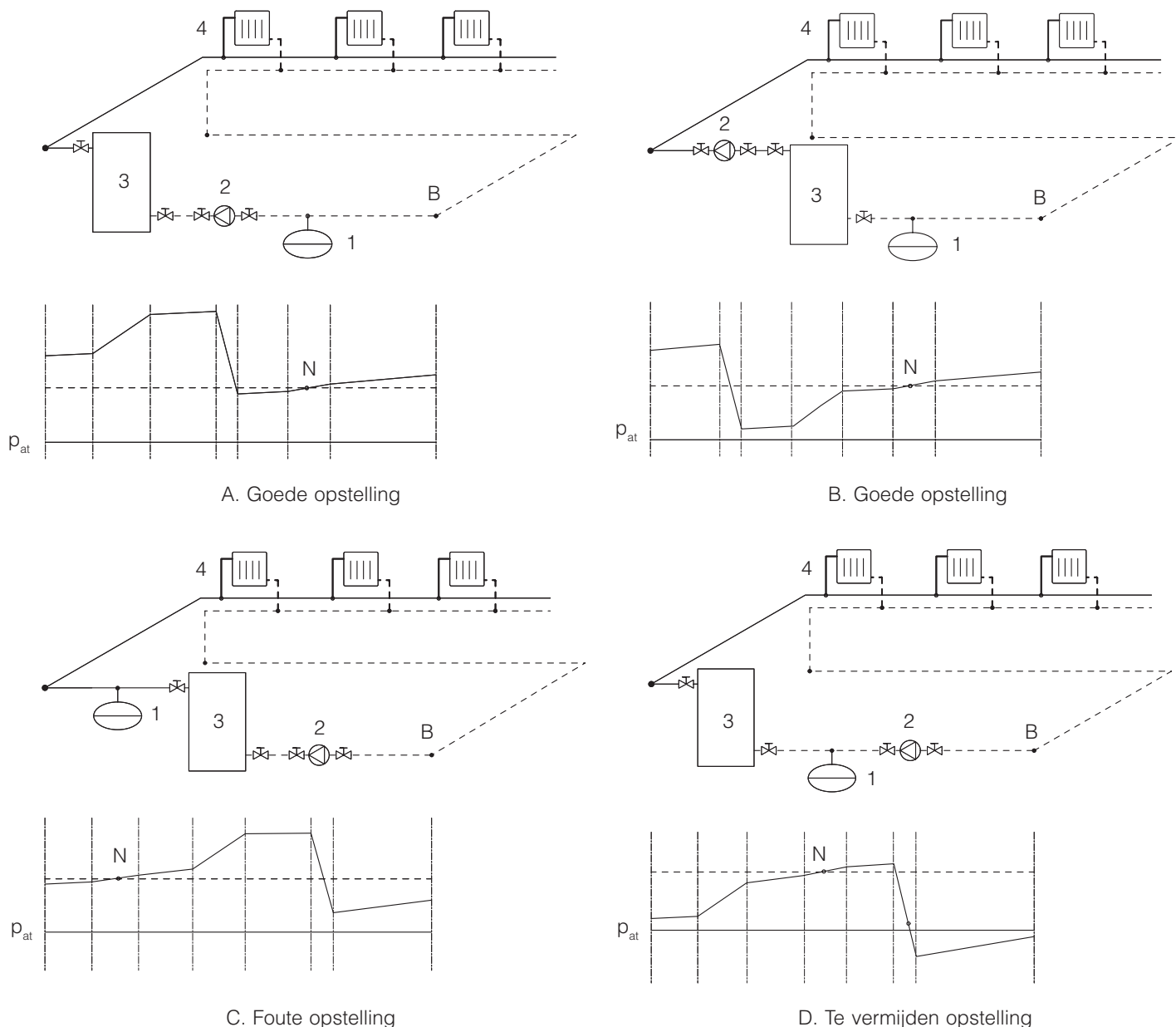
9.4 PLAATS VAN HET EXPANSIEVAT IN DE INSTALLATIE

De plaats waar het expansievat in de installatie opgesteld is, is van groot belang. Het aansluitpunt van het expansievat op de installatie vormt immers het neutrale punt ervan (d.w.z. dat de druk die heerst op deze plaats onafhankelijk is van de werking van de pomp).

Het expansievat moet zodanig in de installatie gepositioneerd zijn dat de volgende drie criteria in acht genomen kunnen worden:

- de minimale druk in de ketel moet gerespecteerd blijven: het expansievat moet zo dicht mogelijk bij de ketel geplaatst zijn, teneinde de drukverliezen tussen het vat en de ketel binnen de perken te houden en de vereiste minimale werkingsdruk van de ketel te verzekeren
- het optreden van pompcavities moet vermeden worden: het expansievat moet aan de zuigzijde van de pomp opgesteld worden. Op deze plaats moet er bovendien een (door de pompfabrikant opgegeven) minimale druk gewaarborgd zijn om pompcavities te voorkomen (zie § 9.7.7.1)
- het membraan moet beschermd zijn: het expansievat moet op de retourleiding naar de ketel aangesloten zijn (d.i. de plaats met de laagste watertemperaturen) om een langere levensduur van het membraan veilig te stellen. De door de membraanfabrikant opgegeven maximale watertemperatuur (in het vat) mag bovendien niet overschreden worden om de diffusiesnelheid van het gas doorheen het membraan tot een aanvaardbare waarde te kunnen beperken.

Ter informatie zijn in afbeelding 66 (p. 167) vier mogelijke plaatsingen van het expansievat ten opzichte van de pomp en de ketel voorgesteld (opstellingen A, B, C en D), evenals de hiermee gepaard gaande drukvariaties. De atmosferische druk (p_{at}) dient hierbij als referentiewaarde, terwijl de druk ter hoogte van de aansluiting van het expansievat op de installatie als neutraal punt (N) beschouwd dient te worden (zie §§ 9.7 en 9.8).



1. Expansievat	3. Ketel	N: neutrale punt
2. Pomp	4. Warmteverdeelnet (radiatoren)	p_{at} : atmosferische druk

Afb. 66 Plaats van het expansievat in de installatie.

De beoordeling van deze vier opstellingswijzen gebeurt niet alleen aan de hand van de drie voormelde criteria, maar ook – en vooral – rekening houdend met het feit dat de druk in het warmteverdeelnet zo hoog mogelijk boven de atmosferische druk dient te blijven:

- de opstellingen A (expansievat, pomp, ketel) en B (expansievat, ketel, pomp) leveren de beste resultaten op, aangezien de druk in het volledige verdeelnet in deze twee gevallen voldoende hoog blijft en er onder normale omstandigheden (goede dimensionering en correcte instelling van de drukken) geen risico op onderdruk bestaat. Opstelling B dient evenwel vermeden te worden bij gebruik van ketels met aanzienlijke drukverliezen
- opstelling C (pomp, ketel, expansievat) levert minder goede resultaten op en is dus niet aanbevolen, aangezien de druk in het verdeelnet tot onder de druk van het neutrale punt N daalt (risico op onderdruk), het membraan blootgesteld is aan hoge watertemperaturen (vat in de vertrekleiding) en de druk aan de zuigzijde van de pomp te laag kan zijn (risico op pompcavitatie)
- opstelling D (pomp, expansievat, ketel) is te vermijden. Ze vertoont immers niet alleen dezelfde nadelen als opstelling C, maar heeft ook te kampen met een permanent risico op onderdruk in het verdeelnet.

9.5 EXPANSIEVOLUME VAN HET WATER (V_e)

9.5.1 IN ACHT TE NEMEN MAXIMALE OVERSCHRIJDINGSTEMPERATUUR (θ_{\max})

Ongeacht de watertemperatuur die gekozen werd bij het ontwerp van de verwarmingsinstallatie, kan een defecte ketelregeling (regelaquastaat) steeds aanleiding geven tot een stijging van de watertemperatuur tot boven de maximaal ingestelde temperatuur van de veiligheidsaquastaat. Deze waarde wordt aangeduid als de maximale overschrijdingstemperatuur (θ_{\max}) en wordt in de norm NBN EN 12828 [B21] aanbevolen als basis voor de dimensionering van expansievaten. Hoewel het water in werkelijkheid slechts opgewarmd wordt tot het gemiddelde van de vertrek- en de retourtemperatuur, gaat men er om veiligheidsredenen dus vanuit dat de watertemperatuur stijgt van de initiële vulwatertemperatuur (10 °C) tot de voormelde maximale overschrijdingstemperatuur (θ_{\max}). Deze laatste temperatuur kan in de praktijk bepaald worden door de door de fabrikant aan de veiligheidsaquastaat van de ketel ingestelde watertemperatuur met 10 °C te verhogen.

VOORBEELD

Indien de aan de veiligheidsaquastaat ingestelde watertemperatuur 100 °C bedraagt, zal de maximale overschrijdingstemperatuur gelijk zijn aan $\theta_{\max} = 100 + 10 = 110$ °C.

9.5.2 EXPANSIEVOLUME EN EXPANSIECOËFFICIËNT VAN WATER

Het expansievolume (V_e) van het installatiewater is afhankelijk van de totale waterinhoud (V_{sys}) van de installatie en de opwarmingsgraad van de watermassa. De volumetoename van het water wordt gekarakteriseerd door een expansiecoëfficiënt (e). In tabel 38 zijn de waarden van deze coëfficiënt opgegeven ten opzichte van een initiële vulwatertemperatuur van 10 °C.

Tabel 38 Massavolume van water en expansiecoëfficiënt ten opzichte van water op 10 °C.

Maximale overschrijdingstemperatuur θ_{\max} (°C)	Massavolume v (dm ³ /kg)	Expansiecoëfficiënt e (%) voor verschillende concentraties van een antivriesproduct (ethyleenglycol)					
		0 %	10 %	20 %	30 %	40 %	50 %
10	1,0003	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
20	1,0017	0,14	0,29	0,31	0,34	0,36	0,38
30	1,0043	0,40	0,63	0,67	0,72	0,77	0,81
40	1,0078	0,75	1,02	1,09	1,16	1,22	1,30
50	1,0121	1,18	1,46	1,55	1,64	1,74	1,83
60	1,0171	1,68	1,96	2,07	2,18	2,30	2,42
70	1,0228	2,25	2,51	2,64	2,78	2,91	3,06
80	1,0292	2,89	3,12	3,27	3,43	3,59	3,76
90	1,0361	3,57	3,79	3,96	4,14	4,32	4,51
100	1,0437	4,34	4,52	4,71	4,91	5,11	5,33
110	1,0519	5,15	5,31	5,52	5,74	5,97	6,21
120	1,0606	6,02	6,17	6,40	6,64	6,89	7,16
130	1,0700	6,97	7,04 (*)	7,28 (*)	7,55 (*)	7,83 (*)	8,12 (*)

(*) Geëxtrapolerde waarden [A1, R1].

NOOT 40

Door de toevoeging van antivriesproducten, inhibitoren of andere chemische additieven kan de expansiecoëfficiënt van het water veranderen. Bij de berekening van het expansievolume dient men hiermee voldoende rekening te houden. Tabel 38 geeft een aantal representatieve waarden op voor een antivriesproduct in verschillende concentratiegraden.

NOOT 41

Antivriesproducten kunnen schadelijk zijn voor de verwarmingsapparatuur (pompen, buizen, ketels, expansievaten ...). Het gebruik ervan dient dan ook beperkt te worden tot situaties waarvoor dit daadwerkelijk nodig is. Hierbij dient men bovendien de richtlijnen van de fabrikanten (producten en apparaten) in acht te nemen.

De berekening van het expansievolume gebeurt aan de hand van de volgende formule:

$$V_e = \frac{e}{100} \cdot V_{\text{sys}} \quad (1) \quad (9.1)$$

waarbij:

V_e : het expansievolume van het water (in l)

V_{sys} : de totale waterinhoud van de installatie, bepaald volgens § 9.6 (in l)

e : de expansiecoëfficiënt van water (zie tabel 38, p. 168) (in %).

VOORBEELD

Voor een totale waterinhoud (V_{sys}) van 200 liter en een maximale overschrijdingstemperatuur θ_{max} van 110 °C, bedraagt de expansiecoëfficiënt e 5,15 % en zal het overeenstemmende expansievolume van het water (voor een antivriesproductconcentratie van 0 %) gelijk zijn aan:

$$V_e = V_{\text{sys}} \cdot e / 100 = 200 \cdot 5,15 / 100 = 10,30 \text{ liter.}$$

9.6 BEPALING VAN DE WATERINHOUD VAN EEN INSTALLATIE (V_{sys})

9.6.1 WATERINHOUD VAN EEN NIEUWE INSTALLATIE

De totale waterinhoud van een nieuwe verwarmingsinstallatie (V_{sys}) kan theoretisch berekend worden als de som van de waterinhoud van de buizen, de ketel, de verwarmingslichamen en de toebehoren. Om de totale waterinhoud van de buizen te weten te komen, volstaat het om voor elke buisdiameter de totale buislengte (het gaat hier om een ontwerpgegeven dat voor nieuwe installaties gekend is) te vermenigvuldigen met de overeenkomstige waterinhoud (V_L). In de tabellen 39 (hieronder) en 40 (p. 170) wordt deze waarde voor een aantal verschillende buismaterialen opgegeven in l/m. De waterinhoud van de toestellen (radiatoren, convectoren, ketels, luchtverhitters ...) kan onttrokken worden uit de technische documentatie van de fabrikanten. In tabel 41 (p. 170) zijn een aantal richtwaarden voor de waterinhoud van stookketels en verwarminglichamen opgegeven en dit, naargelang van het geïnstalleerde vermogen.

Tabel 39 Afmetingen en waterinhoud per lengte-eenheid voor stalen buizen (NBN EN 10255 [B17]).

DN (1)	Schroef-draadafmeting	D_i (m) (2)	D_e (m) (3)	V_L (l/m) (4)
DN10	3/8"	0,0125	0,0172	0,1227
DN15	1/2"	0,0160	0,0213	0,2011
DN20	3/4"	0,0216	0,0269	0,3664
DN25	1"	0,0272	0,0337	0,5811
DN32	5/4"	0,0359	0,0424	1,0122
DN40	6/4"	0,0418	0,0483	1,3723
DN50	2"	0,0545	0,0603	2,3328
DN65	2,5"	0,0703	0,0761	3,8815
DN80	3"	0,0825	0,0889	5,3456
DN100	4"	0,1071	0,1143	9,0088
DN125	5"	0,1317	0,1397	13,6226
DN150	6"	0,1593	0,1683	19,9306

(1) DN: nominale diameter.

(2) D_i : gemiddelde binnendiameter.

(3) D_e : gemiddelde buitendiameter.

(4) V_L : waterinhoud per lengte-eenheid.

Tabel 40 Afmetingen en waterinhoud per lengte-eenheid voor koperen buizen (NBN EN 1057 [B12] en NBN EN 13349 [B24]), precisiebuizen (NBN EN 10305-1 en 10305-2 [B18, B19]) en kunststofbuizen (NBN EN ISO 15874-2, 15875-2, 15876-2 en 15877-2 [B39, B40, B41, B42]).

Koperen buizen			Precisiebuizen			Kunststofbuizen		
D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)	D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)	D _e x s (mm) (¹)	D _i (m) (²)	V _L (l/m) (³)
12 x 1	0,010	0,079	10 x 1	0,008	0,050	12 x 2	0,008	0,050
14 x 1	0,012	0,113	12 x 1	0,010	0,079	14 x 2	0,010	0,079
15 x 1	0,013	0,133	15 x 1	0,013	0,133	16 x 2	0,012	0,113
16 x 1	0,014	0,154	16 x 1	0,014	0,154	17 x 2	0,013	0,133
18 x 1	0,016	0,201	18 x 1	0,016	0,201	18 x 2	0,014	0,154
20 x 1	0,018	0,254	22 x 1,5	0,019	0,284	20 x 2	0,016	0,201
22 x 1	0,020	0,314	28 x 1,5	0,025	0,491			
28 x 1,5	0,025	0,491						
34 x 1,5	0,031	0,755						
42 x 1,5	0,039	1,195						

(¹) D_e x s: buitendiameter x wanddikte.
(²) D_i: binnendiameter.
(³) V_L: waterinhoud per lengte-eenheid.

Installatieonderdeel	Waterinhoud (l/kW)	Tabel 41 Richtwaarden voor de waterinhoud van stookketels en verwarmingslichamen, naargelang van het geïnstalleerde vermogen.
Wandketel	0,1 ... 0,5	
Vloerketel (gietijzer)	0,2 ... 1,5	
Vloerketel (staal)	0,7 ... 4,5	
Paneelradiator	2,5 ... 7	
Elementenradiator (staal)	8 ... 16	
Radiator (gietijzer)	5 ... 10	
Radiatoren (aluminium)	1 ... 6	
Convactor	0,3 ... 2,5	

9.6.2 WATERINHOUD VAN EEN BESTAANDE INSTALLATIE

Voor bestaande installaties waarvan het buizenet onbekend is, kan de waterinhoud geschat worden aan de hand van het totale verwarmingsvermogen van de installatie. In afbeelding 67 (p. 171) worden richtwaarden gegeven voor verschillende types centrale-verwarmingsinstallaties met warm water.

9.7 DIMENSIONERING VAN EXPANSIEVATEN MET VARIABELE DRUK

9.7.1 WERKING VAN EXPANSIEVATEN MET VARIABELE DRUK

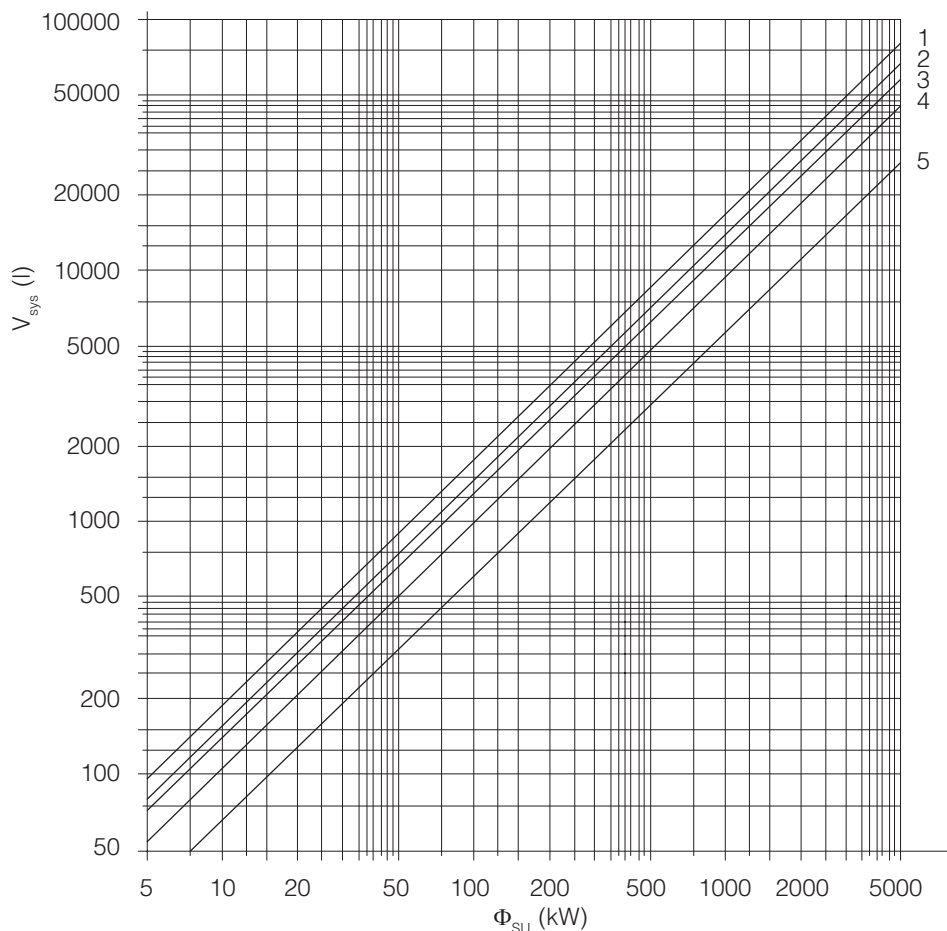
De keuze van een aangepast expansievat is zeer belangrijk en dient te gebeuren aan de hand van een correcte berekening van de verschillende watervolumes en gasdrukken in het vat. De hierna volgende dimensioneringsprocedure voor expansievaten met variabele druk is in overeenstemming met de rekenmethode uit de norm NBN EN 12828 [B21] en kan toegepast worden op kleine en middelgrote installaties:

- waarvan het expansievolume (V_e) kleiner is dan 100 liter
- waarvan de statische hoogte (h_{st}) bij een ingestelde veiligheidsdruk van 3 bar niet groter is dan 25 meter.

NOOT 42

Voor grote installaties worden expansievaten met constante druk gebruikt, waarvan de toepassing en de werking beschreven zijn in § 9.8.

Afbeelding 68 (p. 171) geeft een schematische voorstelling van de werking van een expansievat met variabele druk. De gasdruk en het watervolume zullen met andere woorden verschillende waarden aannemen naargelang van de werkingomstandigheden.

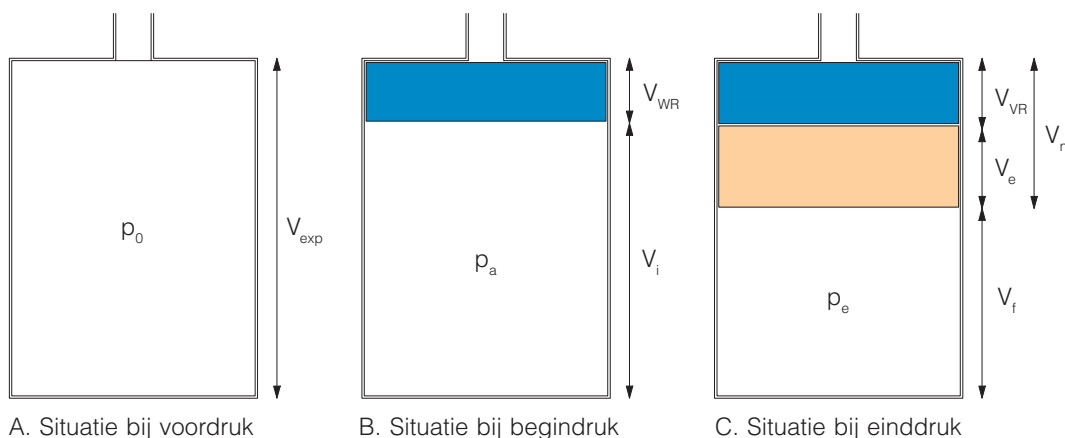


Afb. 67
Totale gemiddelde waterinhoud (V_{sys} in liter) van verschillende types centrale-verwarmingsinstallaties aan de hand van het totale nominale verwarmingsvermogen (Φ_{SU} in kW) (bron: Regie der Gebouwen [R2]).

1. Vloerverwarming
2. Radiatoren (staal)
3. Radiatoren (gietijzer)
4. Radiatoren (plaatstaal)
5. Convectoren

Men kan de volgende drie situaties onderscheiden:

- situatie bij voordruk (p_0): dit is de situatie waarbij het expansievat geen water bevat (d.w.z. zoals het in de handel beschikbaar is) en het totale volume (V_{exp}) bijgevolg gevuld is met gas, onder een druk die aangeduid wordt als de voordruk (p_0) (afbeelding 68A)
- situatie bij begindruk (p_a): in deze situatie is de installatie gevuld met water, maar nog niet in werking (d.w.z. in volledig afgekoelde toestand). Het expansievat moet in dit geval een zeker watervolume bevatten (reservewatervolume V_{WR}), terwijl het gas een welbepaalde begindruk (p_a) en een welbepaald beginvolume (V_i) vertoont (afbeelding 68B)
- situatie bij einddruk (p_e): in dit geval is de installatie in werking en wordt het reservewatervolume (V_{WR}) ten gevolge van de opwarming van het water aangevuld door het expansiewatervolume (V_e). Het totale watervolume dat zich nu in het vat bevindt, wordt aangeduid als het nettowatervolume (V_n). De gasdruk in het vat stijgt op zijn beurt tot de einddruk (p_e) en bereikt een eindluchtvolume (V_f) (afbeelding 68C).



Afb. 68 Schematische voorstelling van de werking van een gesloten expansievat met variabele druk.

Voor elke beschouwde situatie dienen de verschillende drukwaarden en watervolumes berekend te worden. Hiertoe gaat men van start met de bepaling van de theoretische minimale waarden, die vervolgens herrekend worden in functie van het gekozen expansievat teneinde de werkelijk in te stellen begindruk te kunnen bepalen.

Deze rekenprocedure wordt hierna stapsgewijs beschreven en geïllustreerd aan de hand van een rekenvoorbeeld (ook te volgen op het overzichtelijke rekenblad uit § 9.7.11).

9.7.2 MINIMAAL RESERVEWATERVOLUME ($V_{WR,min}$)

Het expansievat moet ook bij een volledig afgekoelde, niet-werkende installatie nog een minimaal watervolume bevatten om druk te kunnen blijven uitoefenen op de watermassa. Indien dit niet het geval is (slechte dimensionering van het vat, waterlek ...), kan de installatie bij elke afkoeling in onderdruk komen te staan, waardoor er lucht in de installatie kan gezogen worden met alle mogelijke corrosieproblemen vandien.

Ter bepaling van het minimale reservewatervolume in het expansievat kunnen de volgende regels toegepast worden:

- voor expansievaten met een totaal luchtvolume $V_{exp,min}$ van minder dan of gelijk aan 15 liter, moet het reservewatervolume minstens 20 % van het totale luchtvolume bedragen:

$$V_{WR,min} = V_{exp,min} \cdot 0,2 \quad (I)$$

- voor expansievaten met een totaal luchtvolume $V_{exp,min}$ van meer dan 15 liter, moet het reservewatervolume gelijkgesteld worden aan de maximale waarde tussen 0,5 % van de totale waterinhoud van de installatie (V_{sys}) en 3 liter:

$$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \cdot 0,005 ; 3] \quad (I)$$

De bepaling van het minimale reservewatervolume berust dus gedeeltelijk op een onbekende parameter, namelijk het totale luchtvolume ($V_{exp,min}$) van het vat. Om praktische redenen mag men er evenwel van uitgaan dat het expansievat groter zal zijn dan 15 liter en kan men zich dus baseren op de tweede regel die het totale watervolume (V_{sys}) van de installatie in beschouwing neemt. Indien na de berekening van het totale minimale luchtvolume (zie § 9.7.9) toch mocht blijken dat het vat kleiner is dan 15 liter, kan de berekening opnieuw gemaakt worden aan de hand van de eerste regel.

VOORBEELD

Voor het in § 9.5.2 aangenomen totale watervolume V_{sys} van 200 l, is het minimale reservewatervolume gelijk aan:

$$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \cdot 0,005 ; 3] = \max [200 \cdot 0,005 ; 3] = \max [1 ; 3] = 3 \text{ l.}$$

Het in § 9.5.2 berekende expansiewatervolume van 10,30 liter toont duidelijk aan dat het totale luchtvolume van het expansievat gemakkelijk boven de 15 liter zal liggen, wat de bovenstaande werkwijze bevestigt.

9.7.3 MINIMAAL NETTOWATERVOLUME ($V_{n,min}$)

Het minimale nettowatervolume van het expansievat ($V_{n,min}$) stemt overeen met het totale watervolume bij normale werking van de installatie (d.w.z. in volledig opgewarmde toestand). Het gaat hier met andere woorden om de som van het minimale reservewatervolume ($V_{WR,min}$) en het expansiewatervolume (V_e):

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e \quad (I)$$

VOORBEELD

Bij berekening volgens formule (9.4) is het minimale nettowatervolume gelijk aan:

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e = 3 + 10,30 = 13,30 \text{ liter.}$$

9.7.4 BEREKENING VAN DE ABSOLUTE EN DE RELATIEVE DRUKKEN

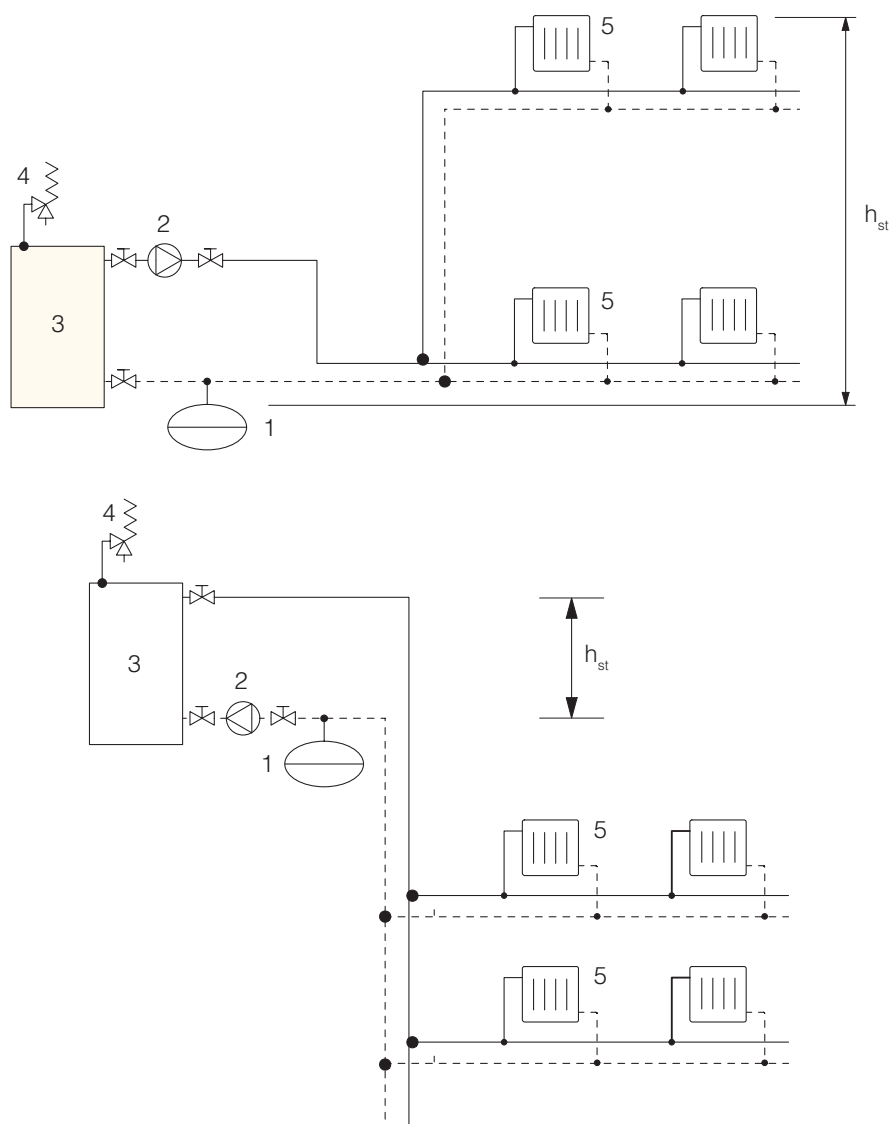
De in te stellen of te controleren voordruk en einddruk zijn relatieve drukken die rechtstreeks met een manometer gemeten kunnen worden. Voor de berekening van het totale luchtvolume van het expansievat $V_{\text{exp.min}}$ (zie § 9.7.9) dient men evenwel de absolute druk in rekening te brengen. Deze wordt als volgt bepaald:

$$\text{absolute druk} = \text{relatieve druk} + \text{atmosferische druk.}$$

De atmosferische druk schommelt slechts in geringe mate en kan gelijkgesteld worden aan de gemiddelde p_{at} -waarde van 1 bar.

9.7.5 STATISCHE DRUK (p_{st}) IN DE VERWARMINGSINSTALLATIE

De statische druk (p_{st}) in een centrale-verwarminginstallatie is de druk die ter hoogte van het aansluitpunt van het expansievat op de installatie uitgeoefend wordt door het gewicht van de waterkolom boven het aansluitpunt. Deze drukwaarde is dus afhankelijk van de statische hoogte (h_{st}) van de installatie, d.w.z. het hoogteverschil tussen het aansluitpunt van het expansievat en het hoogste punt van de installatie (zie afbeelding 69).



- | | | |
|----------------|-----------------------|---------------|
| 1. Expansievat | 3. Ketel | 5. Radiatoren |
| 2. Pomp | 4. Veiligheidsventiel | |

Afb. 69 Statische hoogte (h_{st}) van een verwarmingsinstallatie.

De statische druk (p_{st}) kan berekend worden aan de hand van de volgende formule:

$$p_{st} = h_{st} \cdot 0,0981 \quad (\text{bar}) \quad (9.5)$$

waarbij h_{st} de statische hoogte van de installatie voorstelt (in m).

NOOT 43

Naargelang van de plaats van het expansievat, kan de statische druk soms zeer klein zijn. Dit geldt met name bij een dakopstelling van de ketel (zie afbeelding 69 onderaan, p. 173).

9.7.6 VOORDRUK (p_0)

9.7.6.1 MINIMALE VOORDRUK ($p_{0,min}$)

Het berekenen van de voordruk is zeer belangrijk omdat deze druk individueel in te stellen is voor elke installatie. De berekening kan gebeuren volgens de algemene formule (9.6), die hierna uitgelegd wordt. De aldus bekomen waarde dient echter soms wel nog aangepast (vergroot) te worden om het optreden van pompcavities (zie § 9.7.7.1) of kookverschijnselen in de ketel (zie § 9.7.7.2) te vermijden.

In theorie moet de voordruk (p_0) groter zijn dan de som van de statische druk (p_{st}) en de dampdruk van het water (p_D). De dampdruk moet bij de statische druk opgeteld worden teneinde eventuele kookverschijnselen van het installatiewater te voorkomen.

De toe te passen dampdruk is weergegeven in tabel 42 en dit, in functie van de aangenomen maximale overschrijdingstemperatuur θ_{max} (zie § 9.5.1).

Tabel 42 Dampdruk (p_D) van het water in functie van de maximale overschrijdingstemperatuur (θ_{max}).

θ_{max} (°C)	100	105	110	115	120	125	130
p_D (bar)	0,01	0,21	0,43	0,69	0,99	1,32	1,70

De minimale voordruk ($p_{0,min}$) die in alle gevallen in acht genomen moet worden, is gelijk aan 0,7 bar. In de praktijk kan aan deze voorwaarde voldaan worden door een waarde bij ontstentenis van 0,3 bar op te tellen bij de statische druk.

Rekening houdend met de hiervoor beschreven voorwaarden, kan de minimale voordruk bepaald worden als de hoogste van de drie volgende drukwaarden, namelijk ($p_{st} + 0,3$), ($p_{st} + p_D$) en een forfaitaire druk van 0,7 bar:

$$p_{0,min} = \max (p_{st} + 0,3 ; p_{st} + p_D ; 0,7) \quad (\text{bar}) \quad (9.6)$$

waarbij:

$p_{0,min}$: de minimale voordruk in het expansievat (in bar)

p_{st} : de statische druk, berekend volgens § 9.7.5 (in bar)

p_D : de dampdruk van het water, in functie van de maximale overschrijdingstemperatuur θ_{max} (zie tabel 42) (in bar)

0,7: de minimale absolute waarde van de voordruk (in bar).

9.7.6.2 TE REGELEN VOORDRUK (p_0)

De te regelen voordruk p_0 moet (weliswaar niet te veel) groter zijn dan of gelijk zijn aan de volgens formule (9.6) bepaalde minimale voordruk ($p_{0,min}$):

$$p_0 \geq p_{0,min} \quad (\text{bar}). \quad (9.7)$$

De in de handel verkrijgbare expansievaten voor centrale-verwarmingsinstallaties in woningen worden door de fabrikant meestal gevuld tot drukwaarden van 0,5 bar, 1 bar of 1,5 bar. Op het moment van de plaatsing dient deze voordruk dan ook aangepast te worden (bv. door druk bij te voegen of af te laten) teneinde te voldoen aan de door formule (9.7) uitgedrukte voorwaarde.

VOORBEELD

Voor een gemeten hoogteverschil h_{st} tussen het hoogste punt van de installatie en het expansievat van 5 meter (zie afbeelding 69, p. 173), is de statische druk gelijk aan:

$$p_{st} = 5 \times 0,0981 = 0,49 \text{ bar.}$$

Voor een maximale overschrijdingstemperatuur θ_{max} van 110 °C (en voor om het even welk water-regime), zal de corresponderende dampdruk p_D gelijk zijn aan 0,43 bar (tabel 42, p. 174).

De te regelen voordruk dient dus te voldoen aan de volgende voorwaarde:

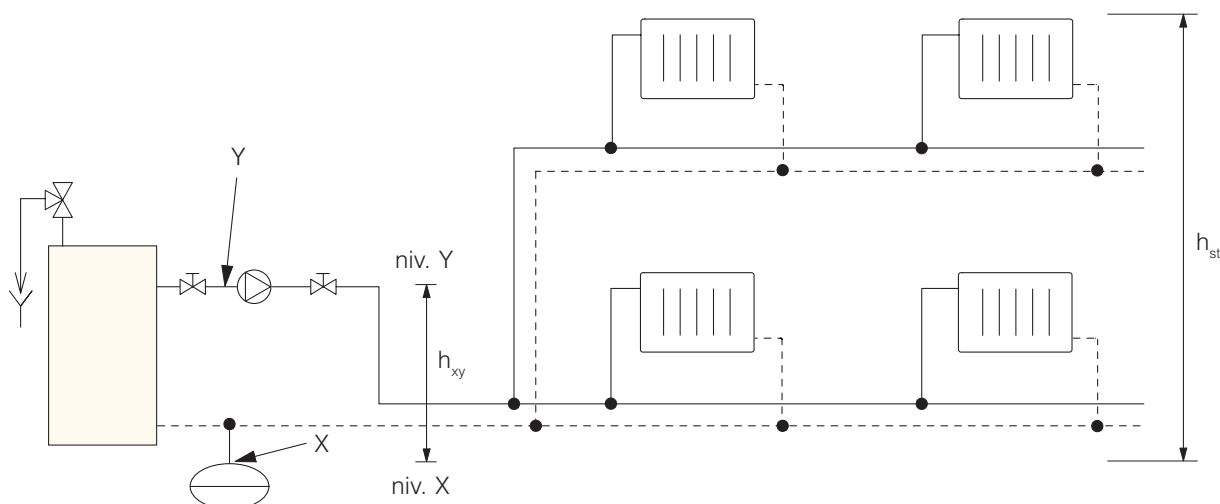
$$p_0 \geq p_{0,min} = \max(p_{st} + 0,3; p_{st} + p_D; 0,7) = \max(0,49 + 0,3; 0,49 + 0,43; 0,7) = 0,92 \text{ bar.}$$

Het zal steeds noodzakelijk zijn om deze berekende voordruk van het expansievat te controleren vooraleer het in de installatie gemonteerd wordt.

9.7.7 BIJZONDERE VOORWAARDEN

9.7.7.1 VERMIJDEN VAN POMPCAVITATIE

Om pompcavitatie te vermijden, moet de druk aan de zuigzijde van de pomp hoger zijn dan de door de pompfabrikant opgegeven vereiste NPSH-waarde (p_{npsh}) (zie § 8.4.4).



Afb. 70 Noodzakelijke parameters voor de berekening van de voordruk ter vermindering van pompcavitatie.

De druk aan de zuigzijde van de pomp wordt berekend als de geregelde voordruk (p_0) van het expansievat, verminderd met het totale drukverlies (Δp_{xy}) van alle buisstukken en apparaten die gelegen zijn tussen het expansievat (aansluitpunt X) en de zuigzijde van de pomp (aansluitpunt Y) en verminderd met het statische drukverlies ($p_{st,xy}$) ten gevolge van het hoogteverschil (h_{xy}) tussen het vat en de pomp.

Opdat er geen pompcavitatie zou optreden, moet met andere woorden voldaan zijn aan de volgende voorwaarde (zie afbeelding 70):

$$p_0 - (\Delta p_{xy} + p_{st,xy}) \geq p_{npsh} \quad (\text{bar}) \quad (9.8)$$

waarbij:

p_0 : de volgens formule (9.6) berekende (of geregelde) voordruk (in bar)

Δp_{xy} : het volgens formule (7.5) berekende totale drukverlies van de buisstukken en apparaten (ketel, kranen ...) die gelegen zijn tussen de aansluitpunten X en Y (in bar)

$p_{st,xy} = h_{xy} \cdot 0,0981$: de statische druk ten gevolge van het hoogteverschil h_{xy} (in m) tussen het aansluitpunt van het expansievat (X) en de zuigzijde van de pomp (Y) (in bar). Deze druk is positief indien X lager ligt dan Y en negatief in het tegenovergestelde geval

p_{npsh} : de door de pompfabrikant opgegeven NPSH-waarde (in bar).

NOOT 44

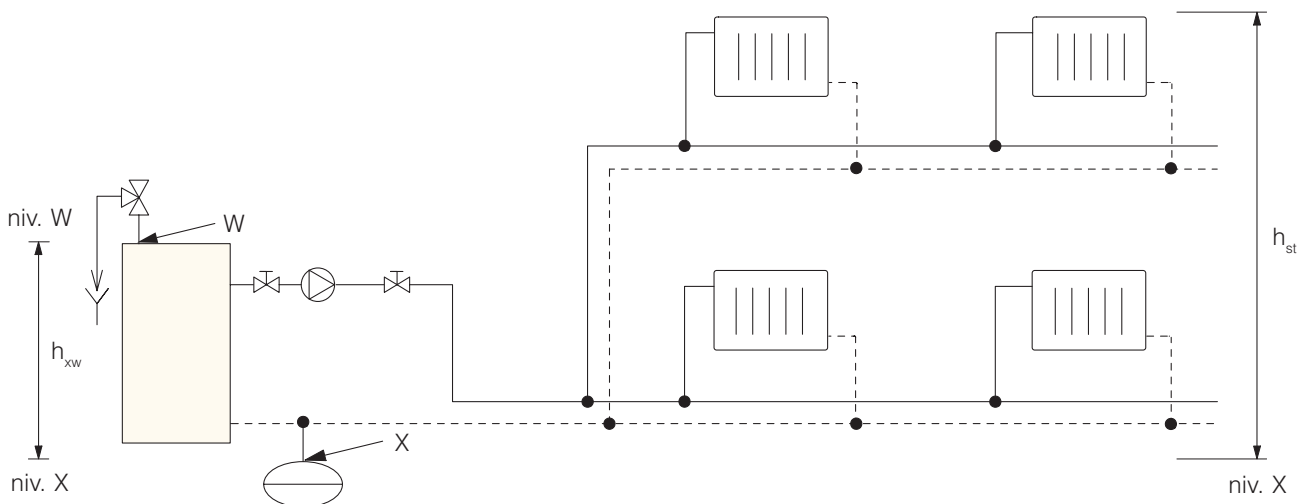
Voor kleinere pompen (circulatoren in woningen) geven de fabrikanten geen NPSH-waarden op, maar wel rechtstreekse waarden voor de minimaal te realiseren voordruk teneinde pompcavities te voorkomen. Deze waarde, die afhankelijk is van de watertemperatuur, kan in formule (9.8) gebruikt worden ter vervanging van de NPSH-waarde (p_{npsH}).

NOOT 45

Indien het expansievat zich vlak bij de zuigzijde van de pomp bevindt en de retourwatertemperatuur lager blijft dan 70 °C, hoeft men zich nooit zorgen te maken over eventuele pompcavities, voor zover de voordruk (p_0 – zie § 9.7.6) en de begindruk (p_a – zie § 9.7.10.5) correct ingesteld werden.

9.7.7.2 VERMIJDEN VAN KOOKVERSCHIJNSELEN IN DE KETEL

Plaatselijke kookverschijnselen in de ketel kunnen aan de grondslag liggen van ketelschade en mogelijke geluidshinder. Deze situatie kan zich voordoen bij een stookketel waarvan de werkingsdruk (p_{ch}) tot onder de door de fabrikant opgelegde minimale werkingsdruk daalt.



Afb. 71 Noodzakelijke parameters voor de berekening van de voordruk ter vermindering van kookverschijnselen in de ketel.

De druk in de ketel wordt bepaald door de voordruk van het expansievat (p_0), verminderd met de totale drukverliezen (Δp_{xw}) van alle buisstukken en apparaten tussen het expansievat (aansluitpunt X) en het aansluitpunt met het veiligheidsventiel (aansluitpunt W), verminderd met de statische druk ($p_{\text{st,xw}}$) ten gevolge van het hoogteverschil tussen het expansievat en de ketel.

Opdat de druk in de ketel niet te laag zou worden, moet met andere woorden voldaan zijn aan de volgende voorwaarde (zie afbeelding 71):

$$p_0 - (\Delta p_{\text{xw}} + p_{\text{st,xw}}) \geq p_{\text{ch}} \quad (\text{bar}) \quad (9.9)$$

waarbij:

p_0 : de volgens formule (9.6) berekende (of geregelde) voordruk (in bar)

Δp_{xw} : het volgens formule (7.5) berekende totale drukverlies van de buisstukken en apparaten (ketel, kranen ...) die gelegen zijn tussen de aansluitpunten X en W (in bar)

$p_{\text{st,xw}} = h_{\text{xw}} \cdot 0,0981$: de statische druk ten gevolge van het hoogteverschil h_{xw} tussen het aansluitpunt van het expansievat (X) en het aansluitpunt met het veiligheidsventiel (W) (in bar). Deze druk is positief indien X lager ligt dan W en negatief in het tegenovergestelde geval

p_{ch} : de door de fabrikant opgegeven minimale werkingsdruk van de ketel (in bar).

NOOT 46

De voorwaarden om pompcavitatie en kookverschijnselen te vermijden, dienen voornamelijk gecontroleerd te worden in de volgende gevallen:

- in installaties met een kleine statische hoogte (h_{st}). Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn bij laagbouw of indien de stookketel op de zolder of onder het dak geplaatst is (zie afbeelding 69 onderaan, p. 173). De berekende voordruk p_0 is in dergelijke gevallen meestal klein
- indien het hoogteverschil en/of de afstand tussen het expansievat en de pomp (of de ketel) groot is. De totale drukverschillen tussen de verschillende apparaten (Δp_{xy} of Δp_{xw}) kunnen in dit geval aanzienlijk zijn.

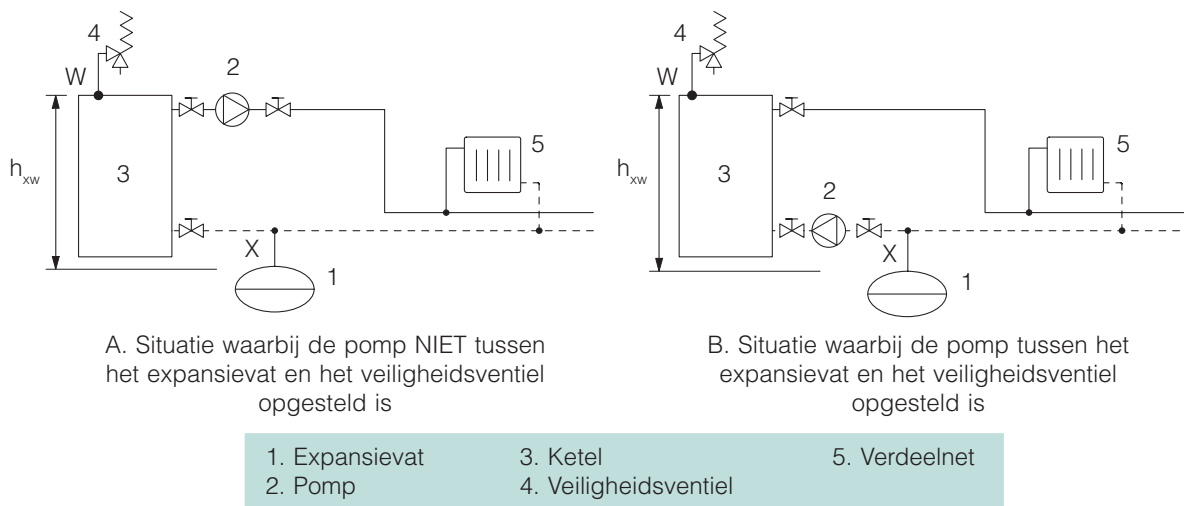
Voor verdere uitleg (met uitgewerkte voorbeelden) in verband met deze speciale gevallen, verwijzen we naar de Voorlichtingsnota nr. 17 van de Dienst voor Fysische Toepassingen en Controle van de Regie der Gebouwen [R2].

9.7.8 MAXIMAAL TOELAATBARE DRUK (p_m)

De maximaal toelaatbare druk (p_m) die door het expansievat mag uitgeoefend worden, is de druk die niet mag overschreden worden om te vermijden dat het veiligheidsventiel van de stookketel zich zou openen. Aangezien dit veiligheidsventiel in werking treedt bij de ingestelde openingsdruk (p_s), mag de maximaal toelaatbare druk (p_m) deze waarde dan ook niet overschrijden.

Hoewel de druk bij het expansievat doorgaans niet veel verschilt van de druk ter plaatse van het veiligheidsventiel (gelet op het feit dat het expansievat meestal dicht bij de ketel – en dus ook in de buurt van het veiligheidsventiel – staat), kunnen deze waarden soms toch sterk van elkaar afwijken. Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn:

- indien het hoogteverschil (h_{xw}) tussen het expansievat en het veiligheidsventiel groot is (zie afbeelding 72A). In voorkomend geval dient immers het verschil in statisch drukverlies ten gevolge van dit hoogteverschil in rekening gebracht te worden
- indien de pomp opgesteld is tussen het expansievat en het veiligheidsventiel van de ketel (zie afbeelding 72B). In voorkomend geval moet de opvoerdruk van de pomp in rekening gebracht worden.



Afb. 72 Bepaling van de maximaal toelaatbare druk.

Het verschil tussen de p_m - en de p_s -waarde mag evenmin te klein zijn om de ongewenste periodieke opening van het veiligheidsventiel te vermijden. Daarom wordt enerzijds aanbevolen om bij de bepaling van de p_m -waarde een veiligheidsmarge van minstens 0,5 bar in rekening te brengen. Anderzijds dient rekening gehouden te worden met de openingsmarge van het veiligheidsventiel zelf, die overeenstemt met het drukverschil tussen de ingestelde openingsdruk van het veiligheidsventiel (p_s) en de hiermee corresponderende sluitingsdruk (die typisch 10 % kleiner is dan de p_s -waarde). Uiteindelijk zal de hoogste van beide aldus bepaalde waarden weerhouden worden, zoals getoond in de hierna volgende uitdrukkingen (9.10) en (9.11).

De maximaal toelaatbare druk die door het expansievat mag uitgeoefend worden, wordt bepaald door de volgende uitdrukkingen en dit, rekening houdend met de plaatsing van de pomp:

- indien de pomp zich NIET tussen het expansievat en het veiligheidsventiel bevindt (afbeelding 72A, p. 177), kan men een beroep doen op de volgende formule:

$$p_m = p_s + p_{st,xw} - \max [0,1.p_s ; 0,5] \quad (\text{bar}) \quad (9.10)$$

- indien de pomp zich WEL tussen het expansievat en het veiligheidsventiel bevindt (afbeelding 72B, p. 177), kan men gebruikmaken van de volgende formule:

$$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,1.p_s ; 0,5] \quad (\text{bar}) \quad (9.11)$$

waarbij:

p_m : de maximaal toelaatbare druk van het expansievat (in bar)

p_s : de openingsdruk van het veiligheidsventiel (in bar)

$p_{st,xw} = h_{xw} \cdot 0,0981$: de statische druk ten gevolge van het hoogteverschil h_{xw} (afbeelding 72, p. 177) tussen het aansluitpunt van het expansievat (X) en het veiligheidsventiel (W) (in bar). Deze druk zal positief zijn wanneer X lager ligt dan W en negatief in het tegenovergestelde geval

Δp_p : de opvoerdruk van de pomp (in bar).

9.7.9 MINIMAAL TOTAAL LUCHTVOLUME ($V_{exp,min}$)

De bepaling van het totale luchtvolume van het expansievat is gebaseerd op de wet van *Boyle*, die stelt dat het product van de (absolute) gasdruk en het gasvolume, bij een constante gastemperatuur en voor een welbepaalde hoeveelheid gas, constant blijft:

$$p \cdot V = \text{constante}. \quad (9.12)$$

Als deze wet toegepast wordt op de gasdrukken en de gasvolumes van de drie in afbeelding 68 (p. 171) voorgestelde situaties, kunnen we schrijven dat:

$$(p \cdot V)_{\text{voordruk}} = (p \cdot V)_{\text{begindruk}} = (p \cdot V)_{\text{einddruk}}.$$

Met invulling van de werkelijke waarden bekomen we dan het volgende resultaat:

$$(p_0 + p_{at}) \cdot V_{exp} = (p_a + p_{at}) \cdot (V_{exp} - V_{WR}) = (p_e + p_{at}) \cdot (V_{exp} - V_n). \quad (9.13)$$

Indien we ervan uitgaan dat $p_{at} = 1$ bar, kan de formule als volgt geschreven worden:

$$(p_0 + 1) \cdot V_{exp} = (p_a + 1) \cdot (V_{exp} - V_{WR}) = (p_e + 1) \cdot (V_{exp} - V_n). \quad (9.14)$$

Het eerste en het laatste lid uit uitdrukking (9.14) laten toe om het minimale totale luchtvolume ($V_{exp,min}$) van het expansievat te bepalen. Dit kan gebeuren aan de hand van de volgende formule:

$$(p_0 + 1) \cdot V_{exp,min} = (p_m + 1) \cdot (V_{exp,min} - V_{n,min}) \quad (9.15)$$

waaruit men kan afleiden dat:

$$V_{exp,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m + 1) - (p_0 + 1)} \cdot V_{n,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m - p_0)} \cdot (V_e + V_{WR,min}) \quad (l). \quad (9.16)$$

VOORBEELD

Volgens formule (9.16), kan het minimale totale luchtvolume als volgt bepaald worden:

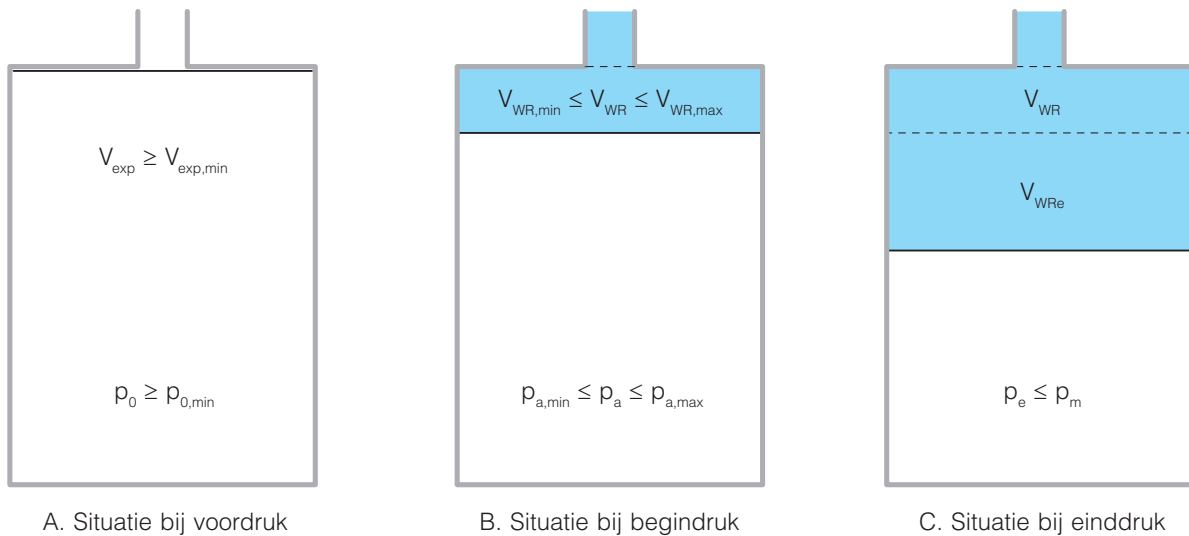
$$V_{exp,min} = \frac{(p_m + 1)}{(p_m + 1) - (p_0 + 1)} \cdot (V_e + V_{WR,min}) = \frac{(2,5 + 1)}{(2,5 - 1)} \cdot (10,30 + 3) = 31 \text{ liter.}$$

9.7.10 KEUZE VAN HET EXPANSIEVAT EN BEREKENING VAN DE REËLE DRUKKEN EN VOLUMES

9.7.10.1 TOTAAL LUCHTVOLUME (V_{exp}) VAN HET REËEL GEKOZEN EXPANSIEVAT

Afbeelding 73 (p. 179) geeft een overzicht van de verschillende drukken en volumes die berekend werden

voor het theoretische expansievat bij voordruk, begindruk en einddruk en die als voorwaarden gebruikt moeten worden bij de keuze van het reëel te installeren vat.



Afb. 73 Voorwaarden voor de drukken en de volumes van het reëel te installeren expansievat.

Het volgens formule (9.16) berekende minimale totale luchtvolume ($V_{exp,min}$) laat toe om een in de handel beschikbaar expansievat te kiezen. Het aldus gekozen expansievat dient een reëel totaal luchtvolume (V_{exp}) te vertonen dat minstens even groot is als de berekende $V_{exp,min}$ -waarde:

$$V_{exp} \geq V_{exp,min} \quad (I) \quad (9.17)$$

VOORBEELD

Voor een berekend minimaal totaal luchtvolume ($V_{exp,min}$) van 31 liter, kan volgens formule (9.17) een in de handel beschikbaar expansievat gekozen worden met een reële luchtinhoud V_{exp} van 35 liter.

In de volgende paragrafen zullen alle relevante drukken en volumes opnieuw berekend worden, rekening houdend met de parameters van het werkelijk gekozen expansievat.

9.7.10.2 MINIMALE BEGINDRUK ($p_{a,min}$)

Teneinde ook in afgekoelde toestand een toereikend reservewatervolume ($\geq V_{WR,min}$) in het expansievat te behouden, dient men over te gaan tot de bepaling van de minimale begindruk ($p_{a,min}$). Deze kan volgens formule (9.18) afgeleid worden uit het eerste en tweede lid van uitdrukking (9.14):

$$p_{a,min} = \frac{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}{V_{exp} - V_{WR,min}} - 1 \quad (\text{bar}). \quad (9.18)$$

Onder deze voorwaarden is het reële reservewatervolume V_{WR} gelijk aan het minimale reservewatervolume $V_{WR,min}$.

9.7.10.3 MAXIMAAL RESERVEWATERVOLUME ($V_{WR,max}$)

Het maximale reservewatervolume ($V_{WR,max}$) dient zodanig bepaald te worden dat de einddruk (p_e) de maximaal toelaatbare druk (p_m) niet overschrijdt (zie § 9.7.10.6).

Het maximale reservewatervolume ($V_{WR,max}$) kan volgens formule (9.19) berekend worden op basis van uitdrukking (9.14):

$$V_{WR,max} = \left[\frac{(p_m + 1) - (p_0 + 1)}{(p_m + 1)} \cdot V_{exp} \right] - V_e \quad (9.19)$$

Dit reële reservewatervolume kan uit veiligheidsoverwegingen eventueel verhoogd worden door te opteren voor een overgedimensioneerd expansievat ($V_{exp} \gg V_{exp,min}$).

9.7.10.4 MAXIMALE BEGINDRUK ($p_{a,max}$)

Naar analogie met § 9.7.10.2 kan de maximale begindruk ($p_{a,max}$) die nodig is om het maximale reservewatervolume op te bouwen als volgt bepaald worden:

$$p_{a,max} = \frac{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}{V_{exp} - V_{WR,max}} - 1 \quad (\text{bar}). \quad (9.20)$$

In combinatie met formule (9.19) krijgen we dan de volgende uitdrukking:

$$p_{a,max} = \frac{(p_m + 1)}{1 + \frac{V_e \cdot (p_m + 1)}{V_{exp} \cdot (p_0 + 1)}} - 1 \quad (\text{bar}). \quad (9.21)$$

9.7.10.5 REËEL IN TE STELLEN BEGINDRUK (p_a)

De reël in te stellen begindruk (p_a) moet zodanig gekozen worden dat deze zich tussen de hiervoor bepaalde minimale en maximale begindruk bevindt:

$$p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max} \quad (\text{bar}). \quad (9.23)$$

VOORBEELD

Indien we ervan uitgaan dat het reële luchtvolume van het gekozen expansievat V_{exp} gelijk is aan 35 liter, zal de minimale begindruk ($p_{a,min}$) die overeenstemt met het minimale reservewatervolume ($V_{WR,min}$) volgens formule (9.18) gelijk zijn aan:

$$p_{a,min} = \frac{35 \cdot (1 + 1)}{35 - 3} - 1 = 1,19 \text{ bar.}$$

Het maximale reservewatervolume ($V_{WR,max}$) is volgens formule (9.19) gelijk aan:

$$V_{WR,max} = \left[\frac{(2,5 + 1) - (1 + 1)}{(2,5 + 1)} \cdot 35 \right] - 10,30 = 4,7 \text{ liter.}$$

De hiermee overeenstemmende maximale begindruk is volgens formule (9.20) gelijk aan:

$$p_{a,max} = \frac{35 \cdot (1 + 1)}{35 - 4,7} - 1 = 1,31 \text{ bar.}$$

Een initiële begindruk p_a , geregeld op 1,2 bar, zal dan ook een goede oplossing zijn, aangezien volgens uitdrukking (9.22) geldt dat: $p_{a,min} = 1,19 \text{ bar} \leq p_a = 1,2 \text{ bar} \leq p_{a,max} = 1,31 \text{ bar}$.

9.7.10.6 WERKELIJK RESERVEWATERVOLUME (V_{WR}) EN WERKELIJKE EINDDRUK (p_e)

Het reële in het expansievat overblijvende reservewatervolume (V_{WR}) kan nu als volgt berekend worden:

$$V_{WR} = V_{exp} \cdot \frac{(p_a + 1) - (p_0 + 1)}{(p_a + 1)} \quad (9.23)$$

De einddruk (p_e) in het expansievat in volledig opgewarmde toestand (d.i. de toestand die overeenstemt met de maximale overschrijdingstemperatuur) wordt dan berekend volgens de volgende uitdrukking:

$$p_e = \frac{(p_0 + 1) \cdot V_{exp}}{V_{exp} - V_e - V_{WR}} - 1 \quad (\text{bar}). \quad (9.24)$$

De aldus bekomen p_e -waarde moet kleiner blijven dan de maximaal toelaatbare druk (p_m).

VOORBEELD

Indien het reële reservewatervolume volgens formule (9.23) gelijk is aan:

$$V_{WR} = 35 \cdot \frac{(1,2+1) - (1+1)}{(1,2+1)} = 3,18 \text{ liter,}$$

dan kan de einddruk volgens formule (9.24) als volgt berekend worden:

$$p_e = \frac{(1+1) \cdot 35}{35 - 10,30 - 3,18} - 1 = 2,25 \text{ bar} \leq 2,5 \text{ bar (} p_m \text{).}$$

9.7.11 PRAKTISCH REKENBLAD VOOR EXPANSIEVATEN MET VARIABELE DRUK

Voor de dimensionering van expansievaten met variabele druk kan gebruikgemaakt worden van het praktische rekenblad uit tabel 43, dat de rekenmethode op een overzichtelijke wijze samenvat. De in het rekenblad ingevulde waarden zijn afkomstig uit het rekenvoorbeeld uit de vorige paragrafen.

REKENBLAD GESLOTEN EXPANSIEVAT MET VARIABELE DRUK			
Invoergegevens voor de installatie			
1 Maximale overschrijdingstemperatuur	θ_{max}	110	°C
2 Expansiecoëfficiënt (vulling op 10°C)	e	5,15	%
3 Relatieve dampdruk van water	p_D	0,43	bar
4 Waterinhoud van de installatie	V_{sys}	200	l
5 Statische hoogte	h_{st}	5,0	m
6 Hoogteverschil tussen expansievat en veiligheidsventiel	h_{xw}	0,0	m
7 Pompdruk (enkel indien pomp tussen vat en ketel, zoniet = 0)	Δp_p	0,0	bar
8 Insteldruk veiligheidsventiel	p_s	3,0	bar
Tussenberekening			
9 Expansievolume van het water	$V_e = e \times V_{sys} / 100$	10,30	l
10 Minimaal reservewatervolume	$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \times 0,005; 3]$	3,00	l
11 Minimaal netto-watervolume	$V_{n,min} = V_e + V_{WR,min}$	13,30	l
12 Maximaal toelaatbare druk	$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,5; 0,1 p_s]$	2,50	bar
13 Statische druk	$p_{st} = h_{st} \times 0,0981$	0,49	bar
Keuze van het expansievat			
14 Minimale voordruk	$p_{0,min} = \max [0,7; p_{st} + 0,3; p_{st} + p_D]$	0,9	bar
15 Te regelen voordruk	$p_0 (\geq p_{0,min})$	1,0	bar ①
16 Minimaal totaal luchtvolume	$V_{exp,min} = (p_m + 1) / (p_m - p_0) \times V_{n,min}$	31	l
17 Werkelijk totaal luchtvolume	$V_{exp} \geq V_{exp,min}$	35	l
18 Minimaal reservewatervolume	$V_{WR,min}$	3,0	l
19 Minimale begindruk	$p_{a,min} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,min})) - 1$	1,2	bar
20 Maximaal reservewatervolume	$V_{WR,max} = (p_m - p_0) / (p_m + 1) \times V_{exp} - V_e$	4,7	l
21 Maximale begindruk	$p_{a,max} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,max})) - 1$	1,3	bar
22 Reële in te stellen begindruk	$p_a (p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max})$ tussen 1.2 en 1.3	1,2	bar
23 Reëel reservewatervolume	$V_{WR} = V_{exp} \times (p_a - p_0) / (p_a + 1)$	3,2	l
24 Einddruk	$p_e = ((p_0 + 1) \times V_{exp} / (V_{exp} - V_e - V_{WR})) - 1$	2,3	bar
① De voordruk dient eventueel verhoogd te worden om rekening te houden met de minimale werkdruk van de stookketel en/of een door de pompfabrikant opgegeven minimale waarde			

Tabel 43
Rekenblad voor een gesloten expansievat met variabele druk.

In bijlage H (p. 245) wordt dit rekenblad nogmaals herhaald en aangevuld met een aantal bijkomende richtlijnen om de correcte invulling en interpretatie van de in te voeren gegevens mogelijk te maken. Dit rekenblad kan overigens gratis gedownload worden via de WTCB-website (www.wtcb.be).

9.8 DIMENSIONERING VAN EXPANSIEVATEN MET CONSTATE DRUK

9.8.1 TOEPASSINGSDOMEIN

Voor grotere installaties (bv. met een expansievolume V_e van meer dan 100 liter en een statische hoogte h_{st} van meer dan 25 meter) kan het totale luchtvolume (V_{exp}) van een expansievat met variabele druk zodanig groot worden, dat de keuze ervan economisch gezien niet meer verantwoord is of aanleiding zal geven tot problemen inzake beschikbare opstellingsruimte.

In voorkomend geval zal men dan ook moeten opteren voor een ander expansiesysteem, namelijk een expansievat met constante druk en variabele luchthoeveelheid (ook automatisch expansievat genoemd).

De keuze tussen een expansievat met variabele of constante druk is dus in eerste instantie gebaseerd op het expansievolume (V_e). Voor openbare gebouwen wordt dit criterium door de Regie der Gebouwen als volgt omschreven [R2]:

- indien het expansievolume V_e kleiner is dan 100 liter, dient men steeds te kiezen voor een expansievat met variabele druk
- indien het expansievolume V_e groter is dan 1000 liter, dient men steeds te kiezen voor een expansievat met constante druk
- indien het expansievolume V_e begrepen is tussen 100 en 1000 liter, is de keuze van het expansievat afhankelijk van de drukfactor F_p (ook aangeduid als het volumerendement), die volgens formule (9.25) bepaald kan worden als de verhouding tussen het minimale nettowatervolume ($V_{n,min}$, berekend volgens § 9.7.3) en het minimale totale luchtvolume ($V_{exp,min}$, berekend volgens § 9.7.9):

$$F_p = \frac{V_{n,min}}{V_{exp,min}} \quad (-). \quad (9.25)$$

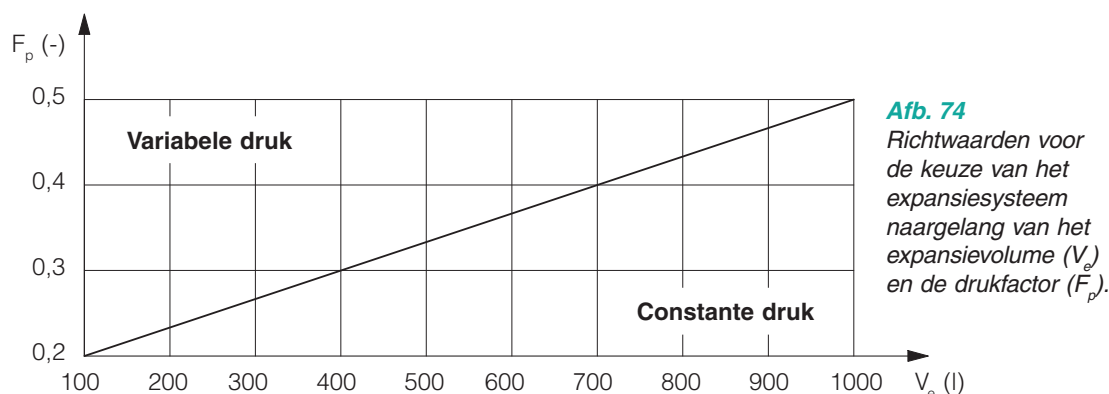
In de praktijk kan deze drukfactor eveneens berekend worden aan de hand van de eerste twee leden van uitdrukking (9.16) (zie § 9.7.9). Dit gebeurt als volgt:

$$F_p = \frac{(p_m + 1) - (p_0 + 1)}{p_m + 1} \quad (-) \quad (9.26)$$

waarbij:

- p_m : de maximaal toelaatbare einddruk, bepaald volgens de uitdrukkingen (9.10) of (9.11) uit § 9.7.8 (in bar)
- p_0 : de voordruk, bepaald volgens uitdrukking (9.7) uit 9.7.6.2 (in bar).

De ligging van de aldus berekende F_p -waarde (onder of boven de lijn uit afbeelding 74) kan als richtlijn gebruikt worden bij de keuze tussen een expansievat met variabele of constante druk.



De rekenprocedure voor de dimensionering van expansievaten met constante druk wordt in § 9.8.3 uitgelegd aan de hand van een rekenvoorbeeld en is op overzichtelijke wijze te volgen op het praktische rekenblad uit § 9.8.6.

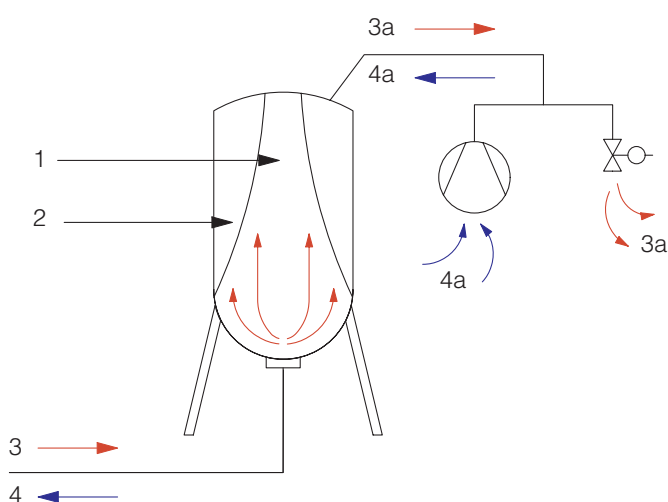
9.8.2 TYPES EXPANSIEVATEN MET CONSTATE DRUK

Men kan twee soorten expansievaten met constante druk onderscheiden, die hierna kort besproken worden:

- expansievaten met een compressor
- expansievaten met een pomp.

9.8.2.1 WERKING VAN EXPANSIEVATEN MET EEN COMPRESSOR

De werking van expansievaten met een compressor (afbeelding 75) is zodanig geregeld dat de compressor automatisch druk toevoegt bij de afkoeling (contractie) van het water en het afblaasventiel automatisch druk aflat bij de opwarming (expansie) van het water. De luchthoeveelheid in het expansievat wordt dus automatisch aangepast aan de volumeveranderingen van het water, zodanig dat de druk in het vat min of meer constant blijft.

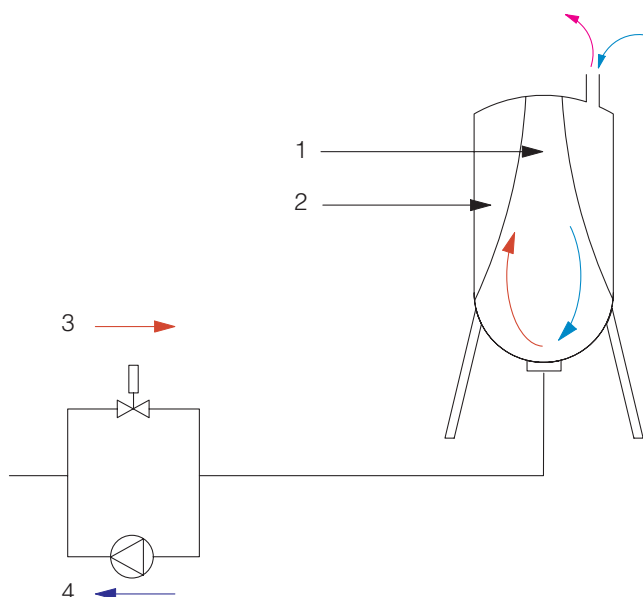


Afb. 75 Werkingsprincipe van een expansievat met een compressor.

1. Water op installatiedruk
2. Lucht op installatiedruk
3. Opwarming (expansie) van het water
- 3a. Aflaten van de druk via een afblaasventiel
4. Afkoeling (contractie) van het water
- 4a. Toevoeging van druk via een compressor

9.8.2.2 WERKING VAN EXPANSIEVATEN MET EEN POMP

Indien er gebruikgemaakt wordt van expansievaten met een pomp (afbeelding 76), zullen het watervolume en de druk in de installatie bij een opwarming van het water toenemen en kan het expansievolume via een elektromagnetisch of mechanisch bediend regelventiel in het expansievat stromen.



Afb. 76 Werkingsprincipe van een expansievat met een pomp.

1. Water op atmosferische druk
2. Lucht op atmosferische druk
3. Bij opwarming (expansie) stroomt het water via een regelventiel in het vat. De druk in het vat wordt geregeld door ontluchting
4. Bij afkoeling (contractie) wordt het water in de installatie gepompt. De druk in het vat wordt geregeld door inzuiging van lucht

Bij een afkoeling van het water zal de druk in de installatie daarentegen dalen en zal de pomp het water opnieuw in de installatie persen. De opeenvolgende druk- en volumecompensaties gebeuren hierbij automatisch, zodanig dat er steeds een constante druk in de installatie verzekerd wordt.

Gelet op het feit dat water onsamendrukbaar is en de druk in de installatie snel kan veranderen, is het aanbevolen om een expansievat met een pomp te gebruiken in combinatie met een expansievat met variabele druk.

9.8.3 BEREKENING VAN HET WATER- EN LUCHTVOLUME VOOR EXPANSIEVATEN MET CONSTATE Druk (MET EEN COMPRESSOR)

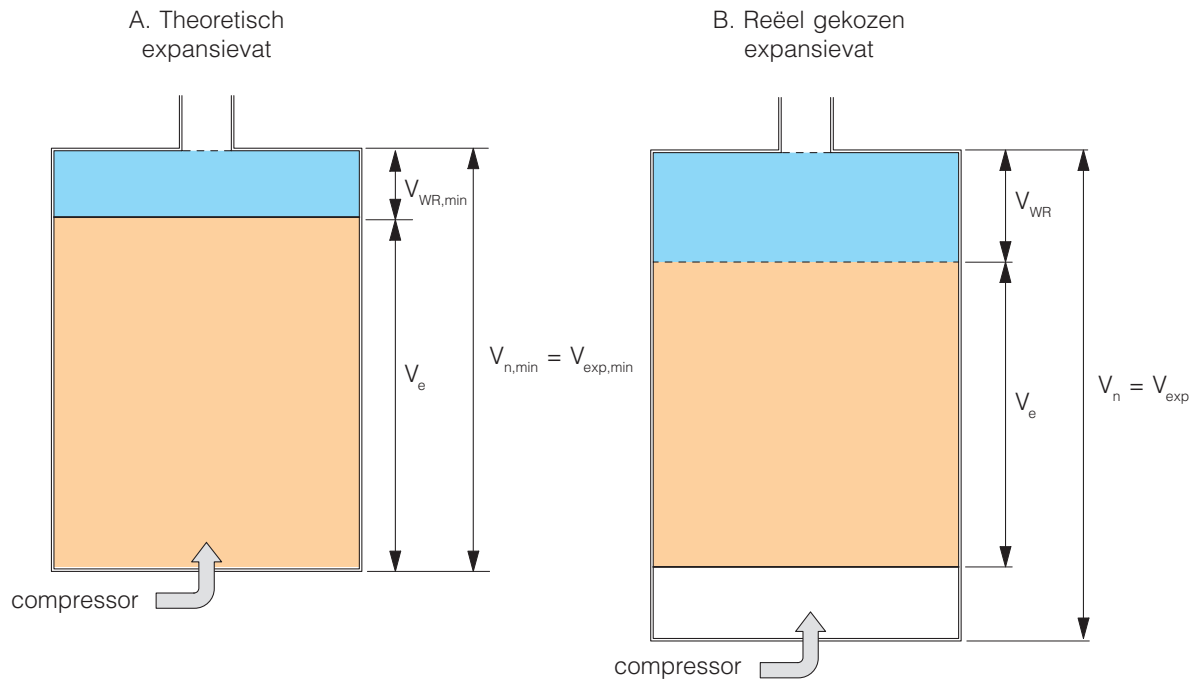
De berekening van het minimale nettowatervolume ($V_{n,min}$) voor expansievaten met constante druk gebeurt op dezelfde manier als voor vaten met variabele druk (zie § 9.7.3). Dit betekent dat men het minimale reservewatervolume dient op te tellen bij het expansievolume van het water (zie afbeelding 77):

$$V_{n,min} = V_{WR,min} + V_e \quad (I) \quad (9.27)$$

waarbij:

$V_{WR,min}$: het reservewatervolume, bepaald volgens § 9.7.2 (in I)

V_e : het expansievolume, bepaald volgens § 9.5.2 (in I).



Afb. 77 Schematische voorstelling van een expansievat met constante druk (met een compressor).

Bij een expansievat met constante druk is het minimale totale luchtvolume ($V_{exp,min}$) gelijk aan het nettowatervolume:

$$V_{exp,min} = V_{n,min} \quad (I) \quad (9.28)$$

Naargelang van het marktaanbod wordt dan een expansievat gekozen waarvan het werkelijke totale luchtvolume (V_{exp}) minstens gelijk is aan het berekende minimale luchtvolume:

$$V_{exp} \geq V_{exp,min} \quad (I) \quad (9.29)$$

Het nuttige watervolume (V_n) (d.w.z. het watervolume dat het expansievat werkelijk kan opnemen) is gelijk aan het werkelijke totale luchtvolume:

$$V_n = V_{exp} \quad (I) \quad (9.30)$$

Het werkelijke reservewatervolume (V_{WR}) kan ten slotte als volgt bepaald worden:

$$V_{WR} = V_{exp} - V_e \quad (I) \quad (9.31)$$

VOORBEELD

We beschouwen een installatie met een totale waterinhoud V_{sys} van 5000 liter.

Voor een overschrijdingstemperatuur θ_{max} van 110 °C zal het expansievolumen volgens formule (9.1) gelijk zijn aan:

$$V_e = V_{\text{sys}} \cdot e/100 = 5000 \cdot 0,0515 = 257,5 \text{ liter.}$$

Het volgens formule (9.3) bepaalde minimale reservewatervolume zal dan gelijk zijn aan:

$$V_{\text{WR,min}} = \max [V_{\text{sys}} \cdot 0,005 ; 3] = \max [5000 \cdot 0,005 ; 3] = \max [25 ; 3] = 25 \text{ liter.}$$

Uit het voorgaande volgt dat het nettowatervolume en het theoretische totale luchtvolumen gelijk zullen zijn aan:

$$V_{\text{exp,min}} = V_{\text{n,min}} = V_e + V_{\text{WR,min}} = 257,5 + 25 = 282,5 \text{ liter.}$$

Het werkelijke totale luchtvolumen V_{exp} van het gekozen expansievat is gelijk aan het nuttige watervolumen V_n :

$$V_{\text{exp}} = 300 \text{ liter.}$$

Ten slotte kan het reële reservewatervolume volgens formule (9.31) als volgt bepaald worden:

$$V_{\text{WR}} = V_{\text{exp}} - V_e = 300 - 257,5 = 42,5 \text{ liter.}$$

9.8.4 GEREGELDE DRUK IN HET EXPANSIEVAT (p_{reg})

Voor expansievaten met constante druk zijn de begrippen voordruk, begindruk en einddruk niet relevant en heeft men het enkel over de geregelde druk (p_{reg}), d.w.z. de druk waarop het expansiesysteem afgeregeld wordt.

Indien de heersende druk in de installatie daalt (bv. door een afkoeling van het installatiewater), zal de compressor (of de pomp) in werking treden om de geregelde druk in het expansievat constant te houden. Indien het installatiewater daarentegen opwarmt, zal de druk geregeld worden door de opening van het afblaasventiel.

De geregelde druk in het expansievat (p_{reg}) wordt bepaald door de volgende uitdrukking:

$$p_{\text{reg}} = p_{\text{st}} + p_{\text{D}} + 0,5 \quad (\text{bar}) \quad (9.32)$$

waarbij:

p_{st} : de statische druk in de installatie, bepaald volgens § 9.7.5 (in bar)

p_{D} : de dampdruk van het water in functie van de maximale overschrijdingstemperatuur uit tabel 42, p. 174 (zie § 9.7.6.1) (in bar).

De bijzondere gevallen, die reeds beschreven werden in de §§ 9.7.7 en 9.7.8, zijn eveneens van toepassing.

NOOT 47

Voor installaties die voorzien zijn van expansievaten met constante druk mag de geregelde druk p_{reg} niet hoger zijn dan de insteldruk van het veiligheidsventiel p_s om te vermijden dat dit ventiel onnodig geopend zou worden.

De insteldruk van het veiligheidsventiel dient daarom bepaald te worden in functie van de geregelde druk en de technische kenmerken van het expansievat.

In de praktijk kan deze waarde bekomen worden door de geregelde druk p_{reg} te verhogen met een van de volgende waarden:

- 0,4 tot 0,5 bar om rekening te houden met de differentiële druk in het expansievat (verschil tussen de geregelde druk en de afblaasdruk van het vat)
- een veiligheidswaarde van 0,5 bar.

VOORBEELD

Voor een statisch hoogteverschil (h_{st}) van 30 m zal p_{st} gelijk zijn aan $30 \cdot 0,0981 = 2,94$ bar.

Voor een overschrijdingstemperatuur θ_{max} van 110 °C is p_D gelijk aan $0,43$ bar.

De geregelde druk wordt dan:

$$p_{reg} = p_{st} + p_D + 0,5 = 2,94 + 0,43 + 0,5 = 3,87 \text{ bar.}$$

De insteldruk van het veiligheidsventiel kan dan als volgt gecontroleerd worden:

$$p_s = 3,87 + 0,5 + 0,5 = 4,87 \text{ bar (controle: } p_s > p_{reg} \Rightarrow \text{OK).}$$

9.8.5 BEREKENING VAN DE COMPRESSORCAPACITEIT (q_{com})

Met het oog op de correcte dimensionering van de compressor, dient men ook nog over te gaan tot de bepaling van de capaciteit (d.i. het persluchtdebiet) ervan. Bij een afkoeling van het water ten gevolge van een plotse onderbreking van de verwarming zal er immers een contractie van het watervolume optreden die gevolgd moet kunnen worden door een even snelle luchttoevoer door de compressor.

Het maximaal te leveren persluchtdebiet (q_{com}) van de compressor kan als volgt berekend worden:

$$q_{com} = q_c \cdot \Delta\Phi \quad (\text{l/h}) \quad (9.33)$$

waarbij:

q_{com} : het persluchtdebiet van de compressor (in l/h)

q_c : het contractiedebiet van het water (in l/h.kW)

$\Delta\Phi$: de variatie van de belasting (in kW).

Het contractiedebiet q_c van water wordt dan weer gegeven in tabel 44 en dit, naargelang van de gemiddelde watertemperatuur θ_{mean} in de installatie (in regimetoestand en bij vollastwerking).

Tabel 44 Contractiedebiet (q_c) naargelang van de gemiddelde watertemperatuur (θ_{mean}).

θ_{mean} (°C)	50	60	70	80	90	100
q_c (l/h.kW)	0,39	0,45	0,51	0,57	0,63	0,69

In het meest extreme geval zal de variatie van de belasting gelijk zijn aan het totale geïnstalleerde vermogen. Deze situatie treedt in de praktijk echter uiterst zelden op. Als waarde bij ontstentenis wordt voor de variatie van de belasting ($\Delta\Phi$) daarom de helft van het totale geïnstalleerde vermogen aangenomen:

$$\Delta\Phi = \frac{\Phi_{SU}}{2} \quad (\text{kW}) \quad (9.34)$$

waarbij Φ_{SU} het totale geïnstalleerde vermogen, bepaald volgens § 5.3, voorstelt.

VOORBEELD

De geregelde druk p_{reg} is gelijk aan $3,87$ bar.

Het geïnstalleerde vermogen Φ_{SU} is gelijk aan 500 kW, terwijl de gemiddelde watertemperatuur θ_{mean} 70 °C bedraagt.

Het contractiedebiet q_c zal dan gelijk zijn aan $0,51$ l/h.kW (tabel 44).

De variatie van de belasting $\Delta\Phi$ wordt dan berekend als volgt: $\Delta\Phi = 500 : 2 = 250$ kW.

Hieruit volgt dat de compressorcapaciteit q_{com} gelijk is aan:

$$q_{com} = q_c \cdot \Delta\Phi = 0,51 \cdot 250 = 127,5 \text{ l/h.}$$

De compressor moet dus een persluchtdebiet van $127,5$ l/h kunnen leveren bij een geregelde druk van $3,87$ bar.

9.8.6 PRAKTISCH REKENBLAD VOOR EXPANSIEVATEN MET CONSTANTE DRUK

Voor de dimensionering van expansievaten met constante druk kan gebruikgemaakt worden van het praktische rekenblad uit tabel 45, dat de rekenmethode op een overzichtelijke wijze samenvat. De in het rekenblad ingevulde waarden zijn afkomstig uit het rekenvoorbeeld uit de vorige paragrafen.

In bijlage H (p. 245) wordt dit rekenblad nogmaals herhaald en aangevuld met een aantal bijkomende richtlijnen om de correcte invulling en interpretatie van de in te voeren gegevens mogelijk te maken. Dit rekenblad kan eveneens gedownload worden via de WTCB-website (www.wtcb.be).

REKENBLAD GESLOTEN EXPANSIEVAT MET CONSTANTE DRUK				
Invoergegevens voor de installatie				
1 Maximale overschrijdingstemperatuur	θ_{\max}	110	°C	
2 Expansiecoëfficiënt (vulling op 10°C, water zonder antivries)	e	5,15	%	
3 Relatieve dampdruk van water	p_D	0,43	bar	
4 Totaal watervolume van de installatie	V_{sys}	5000	l	
5 Statische hoogte	h_{st}	30,0	m	
6 Insteldruk van het veiligheidsventiel	p_s	4,9	bar	
Theoretische berekening van het expansievat				
7 Expansievolume van het water	$V_e = e \times V_{\text{sys}} / 100$	258	l	
8 Minimum volume reservewater	$V_{\text{WR,min}} = \max [V_{\text{sys}} \times 0,005; 3]$	25	l	
9 Minimum netto watervolume	$V_{\text{n,min}} = V_e + V_{\text{WR,min}}$	283	l	
Keuze van het expansievat				
10 Werkelijk totaal luchtvolume	$V_{\text{exp}} \geq V_{\text{exp,min}}$	300	l	
11 Werkelijk volume reservewater	$V_{\text{WR}} = V_{\text{exp}} - V_e$	43	l	
Geregelde druk in het expansievat				
12 Statische druk	$p_{\text{st}} = h_{\text{st}} \times 0,0981$	2,9	bar	
13 Geregelde druk	$p_{\text{reg}} = p_{\text{st}} + p_D + 0,5$	3,9	bar	①
Bepaling van de compressorcapaciteit				
14 Geïnstalleerd vermogen	Φ_{SU}	500	kW	
15 Gemiddelde watertemperatuur	θ_{mean}	70	°C	
16 Contractiedebiet	q_c	0,51	l/(h.kW)	
17 Compressorcapaciteit	$q_{\text{com}} = q_c \times \Phi_{\text{SU}} / 2$	128	l/h	
① De geregelde druk moet eventueel verhoogd te worden om rekening te houden met de minimale werkingsdruk van de ketel en/of een door de pompfabrikant opgegeven minimale waarde				

Tabel 45
Rekenblad voor een gesloten expansievat met constante druk.

10 REGELING VAN DE VERWARMINGS- INSTALLATIE

10.1	Inleiding.....	191
10.2	Klassering van de regelsystemen.....	191
10.2.1	Regel- en bedieningswijzen.....	191
10.2.2	Aanbevelingen met betrekking tot de regelwijze.....	192
10.2.3	Aanbevelingen met betrekking tot de bedieningswijze.....	192
10.3	Regeling van de binnentemperatuur.....	193
10.3.1	Verwarmingsinstallaties met radiatoren (of convectoren).....	193
10.3.1.1	Regeling met een kamerthermostaat.....	193
10.3.1.2	Regeling met thermostaatkranen.....	194
10.3.2	Verwarmingsinstallaties met vloerverwarming, al dan niet in combinatie met radiatoren (convectoren).....	195
10.4	Aanpassing van het verwarmingsvermogen.....	195
10.4.1	Evolutie van het vereiste verwarmingsvermogen.....	195
10.4.2	Benuttingsgraad en nuttig ketelrendement.....	196
10.4.3	Regeling van het ketelvermogen.....	198
10.5	Regeling van de ketelwatertemperatuur.....	198
10.5.1	Weersafhankelijke regeling met stooklijnen.....	198
10.5.2	Instelling van de stooklijnen.....	199
10.5.3	Aanpassing van de stooklijnen.....	200
10.6	Instelling, regeling en sturing van de waterdebieten.....	202
10.6.1	Uitbalanceren van de waterdebieten in het leidingnet.....	202
10.6.1.1	Principe.....	202
10.6.1.2	Gevolgen van een foutieve of ontbrekende inregeling.....	203
10.6.1.3	Uitbalanceren in de praktijk.....	204
10.6.2	Variabele debietregeling met toerentalgeregelde pompen.....	205
10.6.3	Verdeling, menging en smoring van de waterdebieten.....	206
10.7	Hydraulische scheiding tussen de primaire ketelkring en de secundaire kringen.....	207
10.7.1	Primaire ketelkring.....	207
10.7.1.1	Waterdebiet in de primaire ketelkring.....	207
10.7.1.2	Ketels met een opgelegd minimaal waterdebiet.....	208
10.7.1.3	Ketels zonder opgelegd minimaal waterdebiet.....	208
10.7.2	Evenwichtsflessen (evenwichtsleidingen).....	209
10.7.2.1	Doelstelling.....	209
10.7.2.2	Vermijden van ongewenste mengpunten.....	210
10.7.2.3	Bepaling van de afmetingen van de evenwichtsfles.....	211
10.8	Hydraulische schema's.....	213



10 REGELING VAN DE VERWARMINGS-INSTALLATIE

10.1 INLEIDING

Het regelsysteem van de verwarmingsinstallatie moet zorgen voor het bekomen en in stand houden van de in het bestek gespecificeerde comforttemperaturen in de verwarmde ruimten van het gebouw en dit, rekening houdend met de in de tijd variërende buitenklimaatvoorwaarden en de interne warmte- en zonnwinsten. Tijdens periodes van niet-bezetting en/of niet-verwarming dient het regelsysteem het gebouw en de aanwezige installaties eveneens te beschermen tegen mogelijke vorstschade. Ten slotte heeft het regelsysteem ook nog tot doel om het efficiënte energiegebruik van de verwarmingsinstallatie te garanderen (waarbij elke onnodige of overdreven verwarming van het gebouw of de gebouwdelen vermeden moet worden), met inachtneming van het voorziene gebruik van het gebouw.

In de volgende paragrafen worden de voornaamste regelmogelijkheden uit de doeken gedaan, waarbij telkens de doelstellingen, de werking, de aanbevolen maatregelen en het belang ervan (impact op het comfort, het energieverbruik en het productie- en systeemrendement) nader toegelicht worden. De aandacht zal hierbij voornamelijk komen te liggen op de volgende thema's:

- de klassering van de regelsystemen in functie van de regel- en bedieningswijze
- de regeling van de binnentemperatuur: met een kamerthermostaat of met thermostaatkranen
- de regeling van het verwarmingsvermogen en de invloed van de benuttingsgraad op het ketelrendement
- de weersafhankelijke regeling van de watertemperatuur en de instelling van de stooklijn
- de instelling, regeling en sturing van de waterdebieten via toerentalgeregelde pompen of aan de hand van specifieke hydraulische schakelingen (menging, verdeling, smoring) van de secundaire kringen
- de hydraulische scheiding tussen de primaire kring en de secundaire kringen met behulp van een evenwichtsfles
- voorbeelden van hydraulische schema's met aanbevolen regelsystemen.

10.2 KLASSERING VAN DE REGELSYSTEMEN

10.2.1 REGEL- EN BEDIENINGSWIJZEN

De variatie van de binnentemperatuur in een verwarmde ruimte wordt onder andere beïnvloed door het buitenklimaat (temperatuur, wind, bezonning ...), de reactietijd van het gebouw (thermische massa), de reactietijd van het verwarmingssysteem en het gekozen regelsysteem (regelstrategie).

Regelsystemen kunnen geklasseerd worden naargelang van hun regelwijze en hun bedieningswijze of prestatie. Hierbij gelden de volgende definities:

- regelwijze:
 - centraal (C): de warmteregeling gebeurt door een centraal systeem voor alle verwarmde ruimten in het gebouw
 - zonaal (Z): de warmteregeling gebeurt voor alle verwarmde ruimten die tot dezelfde zone behoren
 - lokaal (L): de warmteregeling gebeurt per individuele verwarmde ruimte
- bedieningswijze of prestatie:
 - handbediend (M): de warmteafgifte wordt geregeld door een handbediend apparaat (bv. een gewone radiatorkraan, een smoorklep, een schakelaar)

- automatisch (A): de warmteafgifte wordt automatisch (en zonder tijdsfunctie) geregeld door een aangepast systeem of apparaat (bv. een thermostaatkraan, een kamerthermostaat)
- geprogrammeerd (T): de warmteafgifte wordt verminderd of onderbroken tijdens voorafbepaalde (geprogrammeerde) periodes (bv. 's nachts)
- met optimalisatie (O): de warmteafgifte wordt verminderd of onderbroken tijdens geprogrammeerde periodes, terwijl de opstart van de verwarming geoptimaliseerd is om een energiebesparing te kunnen realiseren op basis van een aantal vooraf bepaalde criteria (bv. regeling in functie van het buitenklimaat).

Tabel 46 kan door de opdrachtgever gebruikt worden voor het aanduiden van de regelwijze die, in combinatie met de gewenste bedieningswijze of prestatie, gekozen dient te worden voor het in het project toe te passen regelsysteem.

Tabel 46 Klassering van de regelsystemen.

Regelwijze	Bedieningswijze of prestatie			
	Handbediend (M)	Automatisch (A)	Geprogrammeerd (T)	Met optimalisatie (O)
Centraal (C)				
Zonaal (Z)				
Lokaal (L)				

10.2.2 AANBEVELINGEN MET BETREKKING TOT DE REGELWIJZE

Met betrekking tot de regelwijze kunnen de volgende toelichtingen en aanbevelingen geformuleerd worden:

- voor centrale regelsystemen:
 - de regeling van de vertrekwatertemperatuur kan centraal gebeuren bij de warmteproductie (bv. via de ketelthermostaat) en/of door de menging van het retour- met het vertrekwater (driewegmengkraan)
 - de regeling van het waterdebiet kan gebeuren door middel van een smookklep of door gebruik te maken van een toerentalgeregelde pomp
- voor zonale regelsystemen:
 - zonale regelsystemen kunnen vooral van pas komen indien men energiebesparingen wenst te realiseren door een aangepaste regeling van de verwarming in zones met een verschillend gebruik en/of indien men het energieverbruik en de temperatuur in de verschillende zones afzonderlijk wenst te meten en te controleren
 - zonale regelsystemen zijn eveneens interessant indien alle verwarmingslichamen die in een bepaalde zone opgesteld zijn ook in dezelfde omstandigheden moeten kunnen werken (zelfde tijdsfunctie, gelijkaardige warmtebehoefte ...)
- voor lokale regelsystemen:
 - om te kunnen voldoen aan eenieders specifieke eisen inzake binnencomfort, dienen de verwarmingslichamen in de verschillende verwarmde ruimten voorzien te worden van een eigen regelsysteem (bv. een radiatorkraan), dat zowel handbediend als automatisch (thermostaatkraan) kan zijn
 - er moet een individueel door de gebruiker te bedienen regelsysteem aanwezig zijn om, binnen bepaalde grenzen, te kunnen voldoen aan de gewenste binnentemperatuur. Het regelsysteem moet rechtstreeks toegankelijk zijn en mag zowel een enkel toestel als een groep toestellen bedienen.

10.2.3 AANBEVELINGEN MET BETREKKING TOT DE BEDIENINGSWIJZE

Met betrekking tot de bedieningswijze kunnen de volgende toelichtingen en aanbevelingen geformuleerd worden:

- teneinde de werkingskosten te verminderen en energie te kunnen besparen, is het aanbevolen de verwarming te regelen in de tijd. Deze regeling kan zowel inspelen op de watertemperatuur als op het waterdebiet, of op een combinatie van deze beide parameters
- de regeling in de tijd dient te gebeuren naargelang van het gebruik van het gebouw (woongebouw, kantoor, school ...) en de bouwkenmerken (isolatie, thermische inertie ...)

- de voelers ter bepaling van de binnentemperatuur in een individuele verwarmde ruimte moeten op een representatieve plaats opgesteld worden. Ze moeten met andere woorden in staat zijn om alle gewenste ontwerpvoorwaarden op te meten en te sturen en mogen niet onderhevig zijn aan gebeurlijke storende invloeden (effect van zonnestraling, gordijnen, radiatoren ...)
- de voelers ter bepaling van de temperatuur in een welbepaalde zone (of een volledig gebouw) dienen opgesteld te worden op een plaats die representatief is voor de betreffende zone (of het betreffende gebouw)
- de voelers ter bepaling van de buitentemperatuur moeten aangebracht worden op de gevel van de zone die bediend wordt door de verwarmingskring waarop de voelers betrekking hebben. Indien deze zone meerdere gevels telt, dient men de gevel met de meest ongunstige oriëntatie te kiezen. De voelers moeten in de nabijheid van de dakrand geplaatst worden, doch niet boven ramen of verluchtingsroosters, en op een toereikende afstand van eventuele warmtebronnen (schoorstenen, een in de gevel uitmondende rookgasafvoer). Ze moeten eveneens beschermd zijn tegen bezonning.

10.3 REGELING VAN DE BINNENTEMPERATUUR

10.3.1 VERWARMINGSINSTALLATIES MET RADIATOREN (OF CONVECTOREN)

10.3.1.1 REGELING MET EEN KAMERTHERMOSTAAT

In eengezinswoningen kan de regeling van de binnentemperatuur gebeuren met behulp van een kamerthermostaat die opgesteld is in een representatieve ruimte (meestal de woonkamer) en de ketel (brander) en/of de circulatiepomp stuurt. De sturing van de circulatiepomp zou bij voorkeur moeten gebeuren met een nalooprelais (d.w.z. door temporisatie), waarbij de restwarmte van de stookketel nog nuttig gebruikt kan worden (dit principe is niet van toepassing op standaardketels). Een voorbeeld van een dergelijke regeling is getoond in het hydraulische schema 1 (p. 215) uit § 10.8.

In aanwezigheid van een condensatieketel is het aanbevolen om een weersafhankelijke regeling (met buitenvoeler en stooklijn) te voorzien, waarbij de watertemperatuur afgestemd wordt op de buitentemperatuur, zoals getoond in het hydraulische schema 2 (p. 216) uit § 10.8 (zonder ruimtevoeler). De watertemperatuur kan eventueel verder gecorrigeerd worden door een in de referentieruimte geplaatste ruimtevoeler, zoals getoond in het hydraulische schema 3 (p. 217) uit § 10.8 (met ruimtevoeler).

Indien de ketel naast de ruimteverwarming ook instaat voor de warmwaterproductie, wordt deze doorgaans gestuurd door een specifieke in de ketel ingebouwde regeling die prioriteit geeft aan de opwarming van het water.

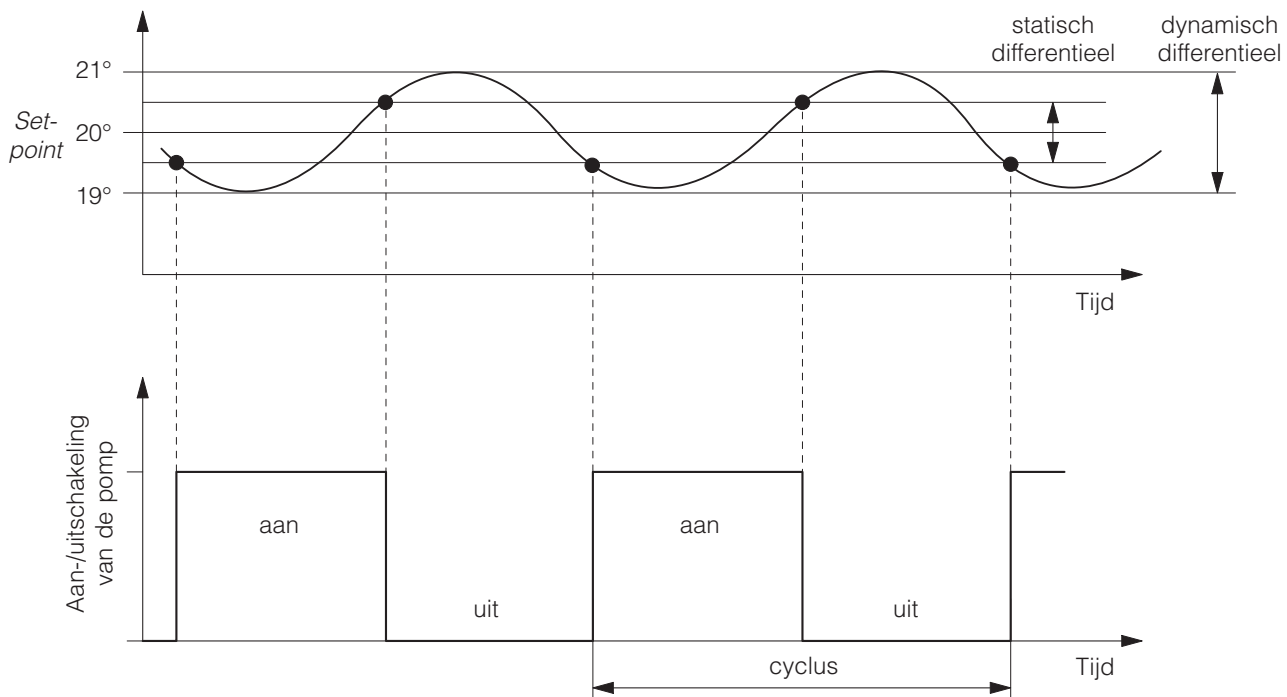
Voor grotere verwarmingsinstallaties die opgebouwd zijn uit meerdere verwarmingskringen (die elk een apart deel van het gebouw bedienen), kan elke kring gestuurd worden door een afzonderlijke kamerthermostaat. Deze thermostaat moet aangebracht zijn in een ruimte die representatief is voor de betreffende kring en zal een specifieke pomp of een specifiek zoneventiel aansturen.

Men kan twee types kamerthermostaten onderscheiden:

- aan/uit-kamerthermostaten
- thermostaten met een modulerend tijdsproportioneel gedrag.

Bij de traditionele aan/uit-thermostaten (met bimetaal en anticipatieweerstand) gaat de aan- en uitschakeling gepaard met aanzienlijke temperatuurschommelingen rond de ingestelde waarde (zie afbeelding 78, p. 194), wat kan leiden tot een hoger energieverbruik. Deze schommelingen worden door de gebruiker immers als oncomfortabel ervaren en zetten hem ertoe aan om de gewenste insteltemperatuur (*setpoint*) te verhogen. Een verhoging van de insteltemperatuur met 1 °C kan echter aan de grondslag liggen van een toename van het energieverbruik met 5 tot 7 % (gelet op de hogere warmteverliezen).

Bij de modernere aan/uit-kamerthermostaten werd dit euvel intussen verholpen. Ze bieden bovendien een waaier van functies aan ter verhoging van het gebruiksgemak van de bewoners, zoals een programmeerbaar werkingsschema dat de verwarming automatisch regelt in functie van de aan- en afwezigheidsperiodes (dag-, nacht-, week-, weekend- en/of vakantieregeling). Bepaalde kamerthermostaten zijn eveneens voorzien van een energiebesparende functie, die toelaat om de omgevingstemperatuur tijdens kortere niet-programmeerde afwezigheden 1 tot 2 graden lager in te stellen.



Afb. 78 Temperatuurschommelingen bij een eenvoudige aan/uit-kamerthermostaat.

Bij modulerende kamerthermostaten wordt er dan weer geanticipeerd op de ingestelde omgevingstemperatuur door de vroegtijdige uitschakeling van de brander. Dit is uiteraard enkel nuttig indien de ketel voorzien is van een modulerende brander, die het vermogen aanpast in functie van de werkelijke verwarmingsbehoeften. In dit geval kan er niet alleen een energiebesparing gerealiseerd worden door het gunstige effect op het ketelrendement, maar zal het tevens mogelijk zijn om een beter thermisch comfort te bekomen (zie § 10.5).

Op grond van het voorgaande kan men afleiden dat naarmate het verschil tussen de gevraagde (of ingestelde) temperatuur en de gemeten temperatuur groter is, ook de werkingstijd van de brander langer zal zijn. De beperking van het verschil tussen de ingestelde en de gemeten waarde tot 0,2 à 1 °C zal bijgevolg niet alleen bevorderlijk zijn voor het thermische comfort, maar zal ook gepaard gaan met een aanzienlijke energiebesparing.

10.3.1.2 REGELING MET THERMOSTAATKRANEN

Om de binnentemperatuur individueel te kunnen regelen in de verschillende te verwarmen ruimten van het gebouw, is het aangeraden om alle hierin opgestelde radiatoren (convectoren) te voorzien van een thermostaatkraan.

In het verleden werden in de referentieruimte met de kamerthermostaat (meestal de woonkamer) geen thermostaatkransen op de radiatoren (convectoren) voorzien, omdat deze de goede werking van de kamerthermostaat konden belemmeren. Tegenwoordig kunnen echter ook deze radiatoren uitgerust worden met een thermostaatkraan, voor zover de kamerthermostaat in normaal (dag)regime steeds warmtevragend ingesteld wordt (bv. op 30 °C of automatisch). Zodoende kan een periodieke uitschakeling van de verwarming in de andere ruimten vermeden worden.

Thermostaatkransen hebben niet alleen tot taak te zorgen voor de individuele regeling van de ingestelde of gewenste binnentemperaturen in elke ruimte, maar ook om een mogelijke oververhitting door plotse warmtewinsten (bv. zonnestraling of andere warmtebronnen) tegen te gaan door de vermindering of stopzetting van de warmteafgifte van de radiatoren.

In deze context willen we er wel op wijzen dat het gebruik van thermostaatkransen als enige regeling in het vertrek onvoldoende is. Dit is immers zowel nadelig voor het afgifterendement (gebrek aan watertemperatuurregeling) als voor het comfort (niet-optimale werking van de thermostaatkransen).

Bovendien meten de thermostaatkranen de kamertemperatuur niet op een representatieve plaats (te kort bij de radiator, op een ontoereikende hoogte en te dicht tegen de buitenwanden), werken ze proportioneel (d.w.z. dat er een afwijking is tussen de gewenste en de gemeten temperatuur) en zijn ze niet uitgerust met een tijdsfunctie. Men zou in dit geval echter wel gebruik kunnen maken van een afneembare thermostaatkop, die op een meer representatieve plaats geplaatst kan worden.

NOOT 48

De technologie van elektronische thermostaatkranen die voorzien zijn van microservomotoren en een draadloze besturing is in volle ontwikkeling. Deze technologie maakt het mogelijk om radiatoren te gebruiken als individuele verwarmingstoestellen die gestuurd worden vanop een centraal regelpaneel.

10.3.2 VERWARMINGSINSTALLATIES MET VLOERVERWARMING, AL DAN NIET IN COMBINATIE MET RADIATOREN (CONVECTOREN)

De combinatie van een verwarmingssysteem dat werkt op hoge watertemperatuur met een systeem dat werkt op lage watertemperatuur (bv. radiatoren en vloerverwarming) vergt steeds een regeling van de watertemperatuur in functie van de buitentemperatuur door middel van een buitenvoeler. Deze regeling wordt veelal aangevuld door een bypass en een modulerende regeling met mengkraan (hydraulisch schema 4, p. 218, uit § 10.8), al dan niet gevoed via een warmtewisselaar (hydraulisch schema 5, p. 219, uit § 10.8) of een evenwichtsfles (hydraulisch schema 6, p. 220, uit § 10.8). Indien de ketel ook de warmwaterproductie dient te verzekeren, wordt de boilerkring rechtstreeks gevoed door het ketelwater (al dan niet prioritair). De vloerverwarmingskringen worden steeds uitgerust met een driewegmengkraan (hydraulische schema's 4 en 6 uit § 10.8).

Om problemen ten gevolge van de thermische inertie van de vloerverwarmingskringen tegen te gaan, kiest men in eenzelfde zone of ruimte soms ook voor de combinatie van een vloerverwarming en radiatoren. Dit kan bijvoorbeeld het geval zijn voor badkamers waarin een snelle opwarming gewenst is of voor zuidelijk gelegen woonkamers waarin grote warmtewinsten door bezonning kunnen optreden. In dit laatste geval kan het oververhittingsprobleem deels opgelost worden door de installatie van een warmteafgiftesysteem met een beperkte thermische inertie (radiatoren, convectoren). Verder kan ook gewezen worden op het zelfregelende karakter van de vloerverwarming. De warmteafgifte zal namelijk automatisch afnemen naarmate het verschil tussen de vloeroppervlaktetemperatuur en de omgevingstemperatuur verkleint. Het spreekt evenwel voor zich dat bepaalde bouwkundige maatregelen (bv. een buitenzonnewering) een stuk efficiënter en goedkoper zullen zijn in de preventieve strijd tegen oververhitting.

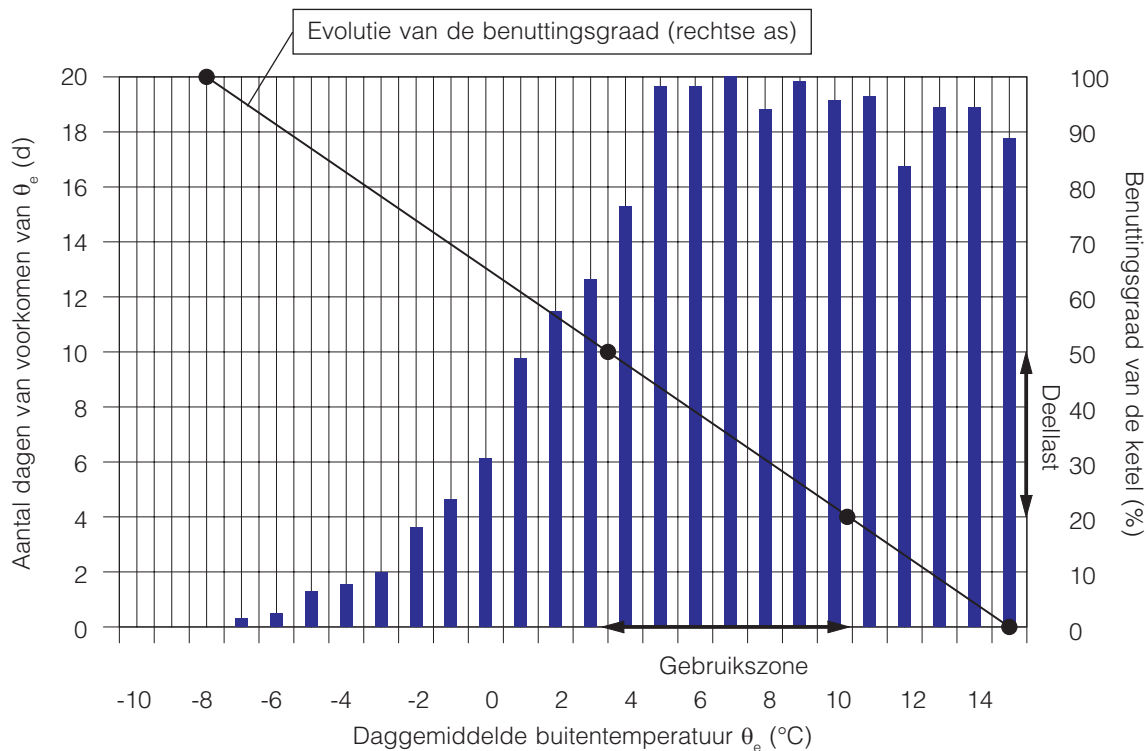
Bij deze gecombineerde installaties wordt de radiatorkring (convectoren) glijdend geregeld op dezelfde temperatuur als de ketel. Dit gebeurt met behulp van een buitenvoeler en naargelang van de buitentemperatuur (met of zonder mengkraan). De vloerverwarmingskring wordt op zijn beurt geregeld via een gemotoriseerde mengkraan die de watercirculatie onderbreekt of regelt. Beide kringen worden dan gestuurd door hun eigen stooklijn (zie § 10.5.1).

10.4 AANPASSING VAN HET VERWARMINGSVERMOGEN

10.4.1 EVOLUTIE VAN HET VEREISTE VERWARMINGSVERMOGEN

Verwarmingsinstallaties worden gedimensioneerd op basis van een warmteverliesberekening, uitgevoerd voor het maximale temperatuurverschil dat gemiddeld een keer per jaar optreedt tussen de binnen- en de buitenomgeving in de streek waarin het gebouw gelegen is (NBN B 62-003 [B2]). Het hierbij berekende piekvermogen wordt in de regel gedurende niet meer dan 5 % van het stookseizoen aangesproken, terwijl het werkelijk vereiste verwarmingsvermogen tijdens de overige 95 % van het stookseizoen varieert in functie van de buitentemperatuur.

In afbeelding 79 (p. 196) wordt de evolutie van het vereiste verwarmingsvermogen (benuttingsgraad van de ketel in % op de rechtse Y-as) weergegeven naargelang van de daggemiddelde buitentemperatuur (θ_e



Afb. 79 Evolutie van het verwarmingsvermogen tijdens het stookseizoen naargelang van de buitentemperatuur van het typereferentiejaar voor het weerstation van Ukkel.

in °C, X-as). Vereenvoudigd kan deze relatie voorgesteld worden als een rechte die de verbinding vormt tussen een aantal punten met buitentemperaturen gaande van -8 °C (100 % benutting van het vereiste vermogen) tot +15 °C (geen verwarming meer nodig). De getoonde daggemiddelde buitentemperatuurwaarden zijn deze van het typereferentiejaar (TRY) voor het weerstation van Ukkel. De verticale balken uit afbeelding 79 stellen het aantal dagen voor waarop elke buitentemperatuur tijdens het stookseizoen (linkse Y-as) opgetekend wordt.

10.4.2 BENUTTINGSGRAAD EN NUTTIG KETELRENDEMENT

In de praktijk werkt zelfs een perfect gedimensioneerde stookketel bijna nooit op maximaal vermogen, aangezien de koudste daggemiddelde buitentemperaturen waarvoor de ketel gedimensioneerd werd slechts zelden voorkomen.

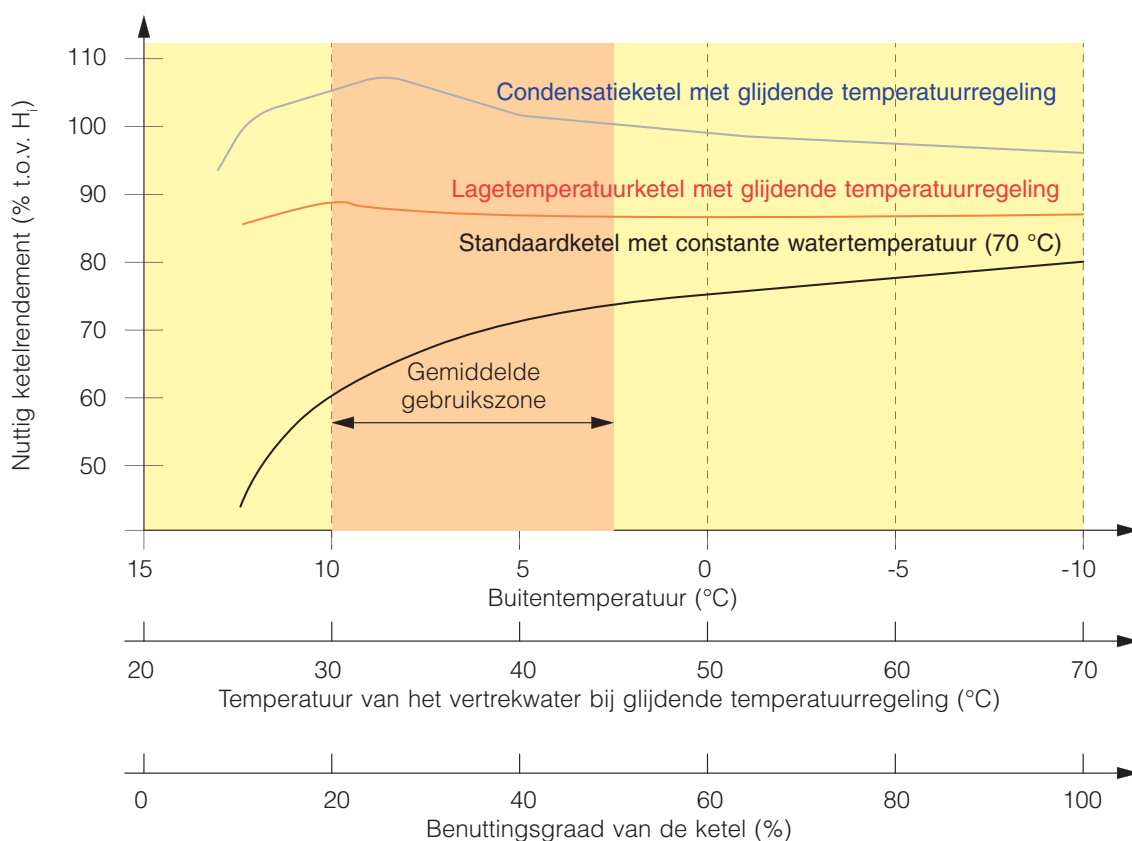
De ketel wordt in de regel het meest aangesproken tijdens de winterperiode en de tussenseizoenen, waarbij de daggemiddelde buitentemperatuur zich doorgaans tussen de 2 en de 10 °C bevindt (in afbeelding 79 aangeduid als de gebruikszone). Deze gebruikszone stemt overeen met een benuttingsgraad van de ketel die schommelt tussen de 20 en de 50 % (in afbeelding 79 aangeduid als de deellast). Deze komt volgens tabel 47 gedurende 56 % van het stookseizoen voor.

Tabel 47 Benuttingsgraad van de ketel voor de verschillende periodes van het stookseizoen.

Buitentemperatuur gedurende de verschillende periodes van het stookseizoen θ_e (°C)	Aantal dagen dat deze temperatuur in de betreffende periode voorkomt (dagen)	Theoretische duur van de periode ten opzichte van het volledige stookseizoen (%)	Benuttingsgraad van de ketel (%)
$\theta_e < 2$	30	11	50 tot 100 %
$2 \leq \theta_e \leq 10$	157	56	20 tot 50 %
$10 < \theta_e \leq 15$	92	33	0 tot 20 %
Totalen	279	100	–

NOOT 49

De in tabel 47 (p. 196) opgegeven waarde van 279 dagen stemt overeen met het aantal dagen waarop de buitentemperatuur lager is dan 15 °C. Het gaat hier echter geenszins om de werkelijke totale duur van het stookseizoen zelf. Deze is immers korter, aangezien de energiebehoeften van de gebouwen verkleinen door de zonnewinsten en de interne warmtewinsten ten gevolge van de bewoning (equivalente graaddagen).



Afb. 80 Nuttig ketelrendement naargelang van de benuttingsgraad.

Het effect van de benuttingsgraad op het nuttige ketelrendement is geïllustreerd in afbeelding 80. Hierin wordt voor drie correct gedimensioneerde keteltypes (een standaardketel, een lagetemperatuurketel en een condensatieketel) met een vertrekwatertemperatuur van 70 °C de evolutie van het rendement (in % ten opzichte van de stookwaarde van de gebruikte brandstof H_i) getoond naargelang van de benuttingsgraad (in %). Hierbij wordt aangenomen dat het nominale ketelvermogen overeenstemt met een benuttingsgraad van 100 % en dat de buitentemperatuur voor de afgebakende gemiddelde gebruikszone voor de deellastwerking (tussen 20 en 50 % van het nominale vermogen) ongeveer gelijk is aan deze uit afbeelding 79 (p. 196) (tussen 2 en 10 °C).

Voor standaardketels die werken met een constante watertemperatuur kan men vaststellen dat het ketelrendement in de gemiddelde gebruikszone een sterke daling vertoont, terwijl dit voor lagetemperatuurketels en condensatieketels redelijk stabiel blijft, op voorwaarde dat er een glijdende ketelwatertemperatuurregeling toegepast wordt in functie van de buitentemperatuur. Voor condensatieketels neemt men zelfs een lichte stijging van het rendement waar. In dit laatste geval is de retourwatertemperatuur uit de installatie in de gemiddelde gebruikszone immers laag genoeg om het condensatieproces in de rookgassen (terugwinning van latente warmte) te doen plaatsvinden.

Voor alle keteltypes wordt evenwel een merkelijke rendementsvermindering waargenomen zodra de benuttingsgraad onder de 20 % daalt (d.w.z. voor de periodes waar de daggemiddelde buitentemperatuur hoger wordt dan 10 °C).

10.4.3 REGELING VAN HET KETELVERMOGEN

Uit het voorafgaande kan afgeleid worden dat er aanzienlijke energiebesparingen op het niveau van de warmteproductie mogelijk zijn, voor zover de benuttingsgraad van de ketel gedurende het ganse stookseizoen hoog genoeg blijft. Dit kan bijvoorbeeld bewerkstelligd worden door het geleverde verwarmingsvermogen aan te passen aan de warmtebehoefte.

In het geval van standaardketels kan het geleverde warmtevermogen enkel op de warmtevraag afgestemd worden door middel van een kamerthermostaat die de brander en/of de pomp stuurt. Het hiermee gepaard gaande energieverbruik is echter groot, gelet op het feit dat het ketelwater permanent op hoge temperatuur blijft (begrensd tot minstens 70 °C). Dit levert uiteraard aanzienlijke energieverliezen (stilstandsverliezen) op.

Bij gebruik van een condensatieketel is de toepassing van een glijdende temperatuurregeling (zie § 10.5.1) een noodzaak. In dit geval moet de retourwatertemperatuur uit de installatie immers zo laag mogelijk zijn, opdat er tijdens de gehele duur van het stookseizoen een maximale hoeveelheid waterdamp in de rookgassen zou kunnen condenseren.

NOOT 50

Dit condensatieproces kan probleemloos gerealiseerd worden door correct gedimensioneerde ketels die gekoppeld zijn aan een lagetemperatuurverwarmingssysteem waarvan de retourwatertemperatuur permanent beneden het dauwpunt van de rookgassen blijft (zie § 3.4.2). Er kan echter ook aangetoond worden dat dit condensatieproces onder bepaalde voorwaarden eveneens gedurende 80 % van het stookseizoen gegarandeerd kan worden voor condensatieketels die gekoppeld zijn aan een hogetemperatuurverwarmingssysteem (bv. in een bestaand gebouw) (zie TV 235 [W1]).

In het geval van grotere installaties (met een vermogen van meer dan 100 kW) kan er ten slotte een efficiëntere warmteproductie bekomen worden door meerdere ketels in een cascadeschakeling op te stellen (zie § 5.4) en/of door het nuttige rendement van de ketel te optimaliseren door toepassing van een vermogensmodulatie van de brander. Bij deze laatste maatregel kan men ofwel gebruikmaken van een twee- of drietrapsbrander, ofwel van een modulerende brander met een regelbereik van minstens 50 % van het brandervermogen. In het Brussels Hoofdstedelijk Gewest zijn er in deze context sinds 2011 specifieke EPB-eisen van kracht (zie § 3.3.6). Ook in de andere gewesten zijn er gelijkaardige eisen in voorbereiding.

10.5 REGELING VAN DE KETELWATERTEMPERATUUR

10.5.1 WEERSAFHANKELIJKE REGELING MET STOOKLIJNEN

Weersafhankelijke regelingen worden in de praktijk gerealiseerd door de instelling van een zogenoemde stooklijn. Deze laatste geeft het verband aan tussen de door de buitenvoeler gemeten buitentemperatuur en de te regelen vertrekwatertemperatuur, rekening houdend met de karakteristieken van het gebouw en het warmteafgiftesysteem. Ter vereenvoudiging van de keuze van de stooklijn geven de regelsysteemfabrikanten gewoonlijk een bundel van mogelijke stooklijnen op (zie afbeelding 81, p. 199), waarbij elke stooklijn gekarakteriseerd wordt door een specifiek kengetal (ook helling genoemd):

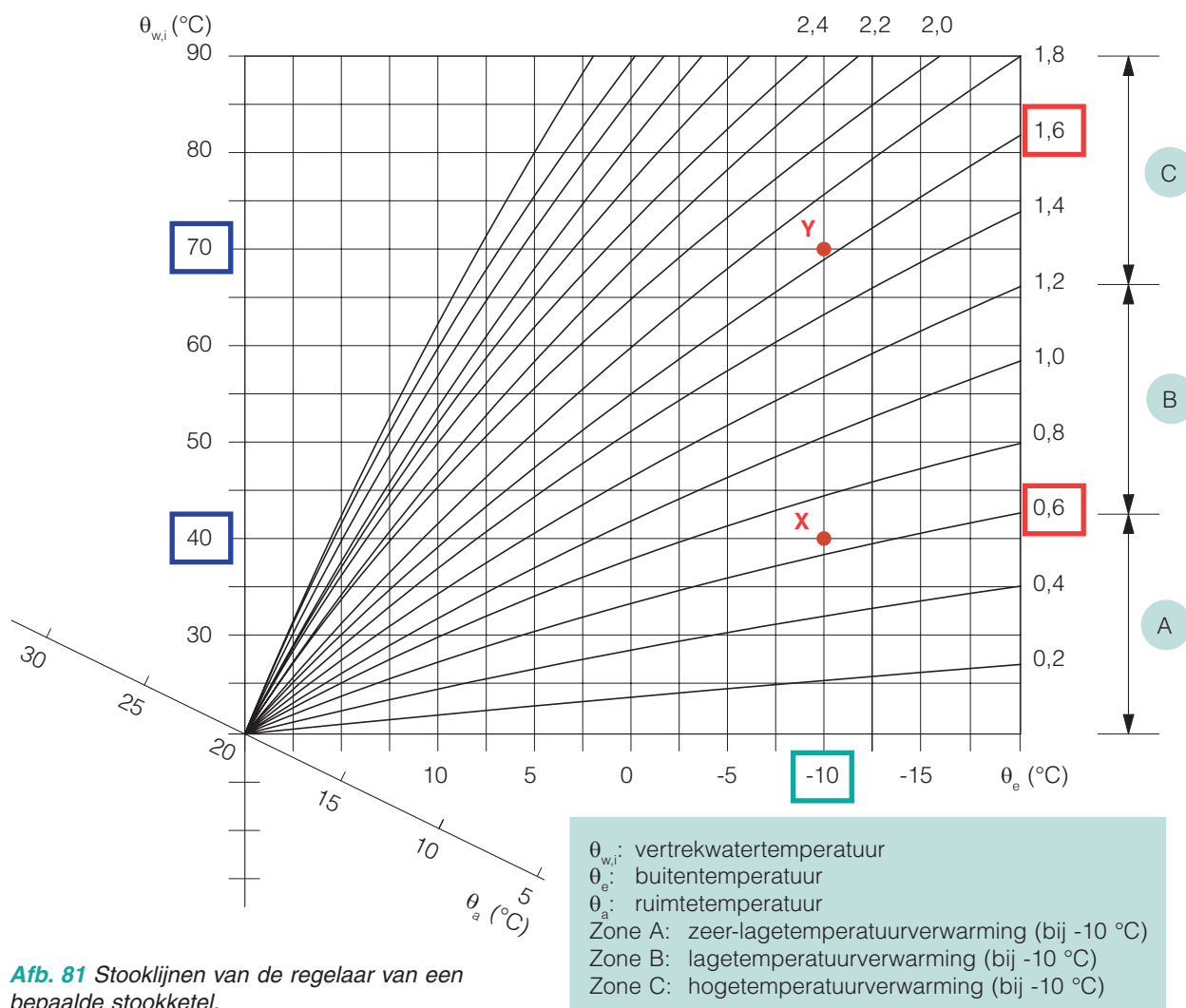
$$\text{kengetal(helling)} = \frac{\Delta\theta_{w,i}}{\Delta\theta_e} \quad (-) \quad (10.1)$$

waarbij:

$\Delta\theta_{w,i}$: het verschil tussen de maximale vertrekwatertemperatuur (bij ontwerp) van de te regelen verwarmingskring en de minimale vertrekwatertemperatuur die aangenomen wordt als er geen verwarming meer nodig is (in °C)

$\Delta\theta_e$: het verschil tussen de aangenomen maximale buitentemperatuur voor dewelke er geen verwarming meer nodig is en de minimale buitentemperatuur die bij het ontwerp in rekening gebracht werd (het gaat hier om de streekgebonden basisbuitentemperatuur, bepaald volgens de norm NBN B 62-003 [B2]) (in °C).

De coördinaten van de oorsprong van waaruit de bundel stooklijnen vertrekt, worden bepaald door de minimale vertrekwatertemperatuur ($\theta_{w,i}$) en de maximale buitentemperatuur (θ_e) die aangenomen worden als er geen verwarming meer nodig is. Gewoonlijk worden deze temperaturen aan elkaar gelijkgesteld (meestal 20 °C). In afbeelding 81 kan eveneens de gewenste ruimtetemperatuur (θ_a) op een aparte schuine as afgelezen worden. Deze wordt door de regelsysteemfabrikanten gewoonlijk ingesteld op 20 °C. Voor andere binnentemperaturen (bv. in geval van nachtverlaging) dient de bundel stooklijnen volgens deze schuine as naar de gewenste temperatuur verschoven te worden.



Afb. 81 Stooklijnen van de regelaar van een bepaalde stookketel.

NOOT 51

Uitdrukking (10.1) geeft wiskundig een zuiver lineair verband aan tussen de variatie van de vertrekwatertemperatuur en de variatie van de buitenluchttemperatuur. In werkelijkheid is dit slechts een benadering, omdat de warmteafgifte van de verwarmingslichamen niet lineair varieert naargelang van de watertemperatuur (die zelf varieert afhankelijk van de buitentemperatuur), maar wel volgens een exponentiële functie (zie o.a. de formules uit § 6.3). De getoonde stooklijnen zijn met andere woorden geen zuivere rechten, maar kennen een lichte kromming. Het resultaat van uitdrukking (10.1) dient dan ook beschouwd te worden als de gemiddelde helling van elke stooklijn.

10.5.2 INSTELLING VAN DE STOOKLIJNEN

De instelling van de juiste stooklijn dient met de nodige zorg te gebeuren en dit, rekening houdend met het type en de regelmogelijkheden van de installatie en de wensen van de gebruikers. Men dient hierbij prioritair de specifieke richtlijnen van de regelsysteemfabrikant in aanmerking te nemen.

Om de keuze van de juiste stooklijn te vergemakkelijken, kan men in afbeelding 81 (p. 199) drie zones onderscheiden, die stooklijnen voor de volgende toepassingen bevatten (bij een buitentemperatuur van $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$):

- zone A: zeer-lagetemperatuurverwarming met een vertrekwatertemperatuur tot $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- zone B: lagetemperatuurverwarming met een vertrekwatertemperatuur tot $55\text{ }^{\circ}\text{C}$
- zone C: hogetemperatuurverwarming met een vertrekwatertemperatuur van meer dan $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Indien de installatie verwarmingssystemen met een verschillende werkingstemperatuur bevat (bv. een combinatie van hogetemperatuurradiatoren en een vloerverwarming op lage temperatuur), zullen er ook twee stooklijnen ingesteld moeten worden. In het schema uit afbeelding 81 (p. 199) zal het bijvoorbeeld gaan om de stooklijnen door de punten die bepaald worden door de maximale vertrekwatertemperatuur ($\theta_{w,i}$) van beide verwarmingssystemen (voor een aangenomen basisbuitentemperatuur θ_e van $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$):

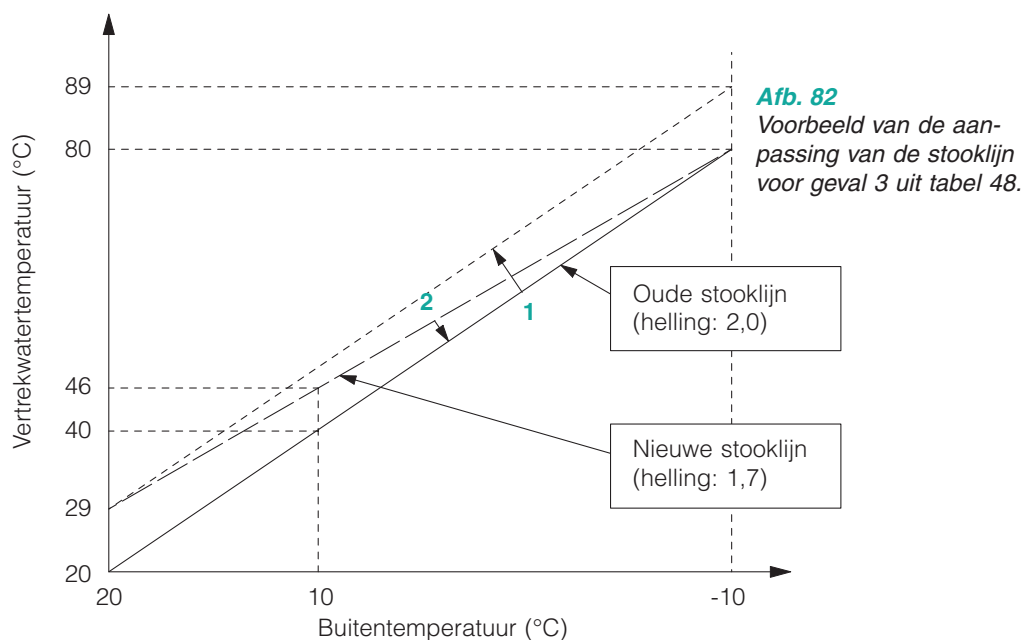
- voor de hogetemperatuurradiatoren die gedimensioneerd werden voor een waterregime $70/50\text{ }^{\circ}\text{C}$, moet de stooklijn met kengetal $1,6$ [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (70 - 20) / (20 - (-10)) = 1,6$] ingesteld worden (door punt Y). Dit betekent dat de vertrekwatertemperatuur gemiddeld met $1,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ verhoogd of verlaagd moet worden naarmate de buitentemperatuur met $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ daalt of stijgt
- voor het lagetemperatuurvloerverwarmingssysteem dat gedimensioneerd werd voor een waterregime $40/32\text{ }^{\circ}\text{C}$, moet de stooklijn met kengetal $0,6$ [$\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (40 - 20) / (20 - (-10)) = 0,6$] ingesteld worden (door punt X).

In het geval van verwarmingssystemen met verschillende werkingstemperaturen zal de regelaar de ketel sturen op basis van het systeem met de hoogste werkingstemperatuur (bv. de radiatorkring op hoge temperatuur). De watertemperatuur in de andere kring (bv. de lagetemperatuurvloerverwarming) zal dan geregeld kunnen worden in functie van de buitentemperatuur, bijvoorbeeld door gebruik te maken van een driewegmengkraan. Wanneer de radiatorkring op hoge temperatuur een regimeverlaging ondergaat (bv. tijdens de nacht), zal de regelaar automatisch de lagetemperatuurvloerverwarming aansturen, voor zover de ketel geschikt is voor een dergelijke vraaggestuurde regeling.

10.5.3 AANPASSING VAN DE STOOKLIJNEN

Indien er een verkeerde stooklijn ingesteld wordt, krijgt men niet zelden te maken met comfortklachten (te hoge of te lage binnentemperaturen) en dit, zowel tijdens het tussenseizoen als tijdens het koude seizoen. In tabel 48 (p. 201) worden vier typische probleemsituaties beschreven, waarbij een aanpassing van de stooklijn als standaardoplossing kan dienen.

In afbeelding 82 wordt een voorbeeld gegeven van de aanpassing van de stooklijn voor geval 3 uit tabel 48. Indien men ervan uitgaat dat er enkel in het tussenseizoen een te lage comforttemperatuur ervaren wordt, kan men ervoor opteren om de watertemperatuur tijdens deze periode te verhogen door een parallelle ver-



Tabel 48 Mogelijke aanpassing van de stooklijn om comfortproblemen te vermijden.

Vastgesteld comfortprobleem		Mogelijke aanpassing van de stooklijn	
Geval 1	De omgevingstemperatuur in de vertrekken is te laag in het koude seizoen en aanvaardbaar in het tussenseizoen.		De huidige stooklijn (volle lijn) zou op de volgende hogere helling (stippellijn) ingesteld moeten worden. Indien de omgevingstemperatuur na 48 uur dan nog te laag is, dient men deze verhoging te herhalen.
Geval 2	De omgevingstemperatuur in de vertrekken is te hoog in het koude seizoen en aanvaardbaar in het tussenseizoen.		De huidige stooklijn (volle lijn) zou op de volgende lagere helling (stippellijn) ingesteld moeten worden. Indien de omgevingstemperatuur na 48 uur dan nog te hoog is, dient men deze verlaging te herhalen.
Geval 3	De omgevingstemperatuur in de vertrekken is aanvaardbaar in het koude seizoen, maar te laag in het tussenseizoen (zie ook afbeelding 82).		De huidige stooklijn (volle lijn) zou parallel naar de volgende hogere helling verschoven moeten worden (stap 1). Vervolgens dient de helling van deze lijn naar de volgende lagere waarde ingesteld te worden (stap 2). Indien de omgevingstemperatuur na 48 uur dan nog te laag is, dient men beide stappen te herhalen.
Geval 4	De omgevingstemperatuur in de vertrekken is aanvaardbaar in het koude seizoen, maar te hoog in het tussenseizoen.		De huidige stooklijn (volle lijn) zou parallel naar de volgende lagere helling verschoven moeten worden (stap 1). Vervolgens dient de helling van deze lijn naar de volgende hogere waarde ingesteld te worden (stap 2). Indien de omgevingstemperatuur na 48 uur dan nog te hoog is, dient men beide stappen te herhalen.

schuiving van de stooklijn toe te passen (stap 1: een verhoging met bijvoorbeeld 9 °C) en vervolgens de watertemperatuur in het koude seizoen te behouden door de helling opnieuw te verlagen (stap 2: behoud van een watertemperatuur van 80 °C bij een buitentemperatuur van -10 °C).

In deze context kunnen de volgende ondersteunende berekeningen uitgevoerd worden:

- de oorspronkelijk ingestelde stooklijn wordt bepaald door de punten met coördinaten (20,20) en (-10,80). Het gaat hier met andere woorden om de stooklijn met kengetal of helling 2,0 $[\Delta\theta_{w,i} / \Delta\theta_e = (80 - 20) / (20 - (-10)) = 2,0]$

- na de verhoging van de watertemperatuur met 9 °C (stap 1) en de daaropvolgende verlaging van de helling (stap 2) wordt de nieuwe stooklijn bepaald door de punten met coördinaten (20,29) en (-10,80). Het gaat hier met andere woorden om de stooklijn met kengetal of helling 1,7 $[\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - 29) / (20 - (-10)) = 1,7]$
- om te weten te komen met welke verhoogde watertemperatuur (= X) er voortaan gestookt zal moeten worden tijdens het tussenseizoen (bv. bij een buitentemperatuur van 10 °C), kunnen de volgende eenvoudige berekeningen toegepast worden:
 - voor de oude stooklijn (met helling 2) geldt: $\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - X) / (10 - (-10)) = 2$, waaruit volgt dat X = 40 °C
 - voor de nieuwe stooklijn (met helling 1,7) geldt: $\Delta\theta_{w,i}/\Delta\theta_e = (80 - X) / (10 - (-10)) = 1,7$, waaruit volgt dat X = 46 °C.

De verhoging van de watertemperatuur van 40 tot 46 °C moet in principe volstaan om het comfortprobleem tijdens het tussenseizoen op te lossen. Indien dit niet het geval mocht zijn, dient de operatie herhaald te worden.

10.6 INSTELLING, REGELING EN STURING VAN DE WATERDEBIETEN

10.6.1 UITBALANCERING VAN DE WATERDEBIETEN IN HET LEIDINGNET

10.6.1.1 PRINCIPE

In het leidingnet van een tweepijpsinstallatie zijn alle verwarmingslichamen parallel geschakeld. Hierdoor is de vertrekwatertemperatuur van elke radiator gelijk (onafgezien van een tijdsvertraging tijdens het opstarten). Omdat de verwarmingselementen doorgaans geselecteerd worden voor een welbepaald temperatuurregime, waarbij men ervan uitgaat dat niet alleen de vertrektemperatuur, maar ook de retourtemperatuur voor elke radiator gelijk is, moet het debiet per radiator afgestemd worden op het vermogen en zal er met andere woorden een hydraulische inregeling noodzakelijk zijn.

Het belang van de uitbalancering (of de hydraulische inregeling) van de waterdebieten wordt door vele ontwerpers of installateurs onderschat. Het gaat hier nochtans om een noodzakelijke voorwaarde voor het bekomen van het gewenste thermische comfort. Deze uitbalancering heeft immers tot doel om te komen tot een correcte verdeling van het nominale waterdebiet over alle verwarmingslichamen teneinde de nodige warmteafgifte te kunnen verzekeren. Hiertoe dient men over te gaan tot de correcte berekening van de diameters en – indien nodig – tot de instelling van de regeldrukverliezen met behulp van inregelkranen (zie § 10.6.1.3).

De uitbalancering heeft met andere woorden als oogmerk om alle radiatorkringen van het leidingnet derwijze in evenwicht te brengen (identiek totaal drukverlies), dat ze doorstroomd kunnen worden door het nominale waterdebiet dat berekend werd bij de dimensionering van het leidingnet.

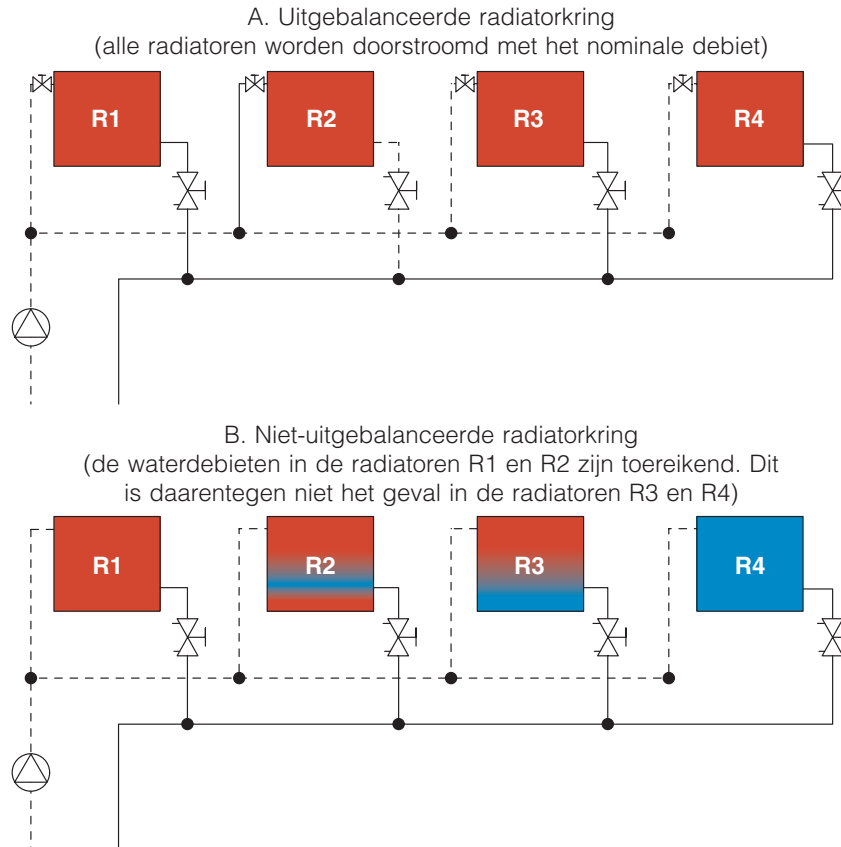
Het principe van de uitbalancering wordt geïllustreerd in afbeelding 83 (p. 203) (schematische voorstelling van vier radiatorkringen in een klassieke tweepijpsinstallatie). Een correcte verdeling van het waterdebiet, zoals voorgesteld in het bovenste schema (gelijkmatige opwarming van alle radiatoren), kan enkel bekomen worden indien het gecumuleerde totale drukverlies Δp_{tot} (berekend volgens formule (8.9)) voor alle radiatorkringen gelijk is:

$$\Delta p_{tot,R1} = \Delta p_{tot,R2} = \Delta p_{tot,R3} = \Delta p_{tot,R4} \quad (\text{Pa}). \quad (10.2)$$

Indien de betrokken radiatorkringen niet uitgebalanceerd zijn, zullen deze een verschillend totaal drukverlies vertonen en spreekt men van een onevenwicht. Dit betekent dat de verdeling van de waterdebieten niet zal verlopen zoals gewenst en dat er derhalve een ongelijkmatige opwarming van de radiatoren kan optreden. Deze situatie is voorgesteld in het onderste schema uit afbeelding 83, waarin de drukverliezen van de radiatorkringen groter worden naar het einde van de verwarmingskring toe:

$$\Delta p_{tot,R1} < \Delta p_{tot,R2} < \Delta p_{tot,R3} < \Delta p_{tot,R4} \quad (\text{Pa}). \quad (10.3)$$

Dit geval wordt gekenmerkt door het feit dat de radiatoren R1 en R2 goed zullen opwarmen, maar dat de opwarming van de radiatoren R3 en R4 moeilijker zal verlopen. Dit betekent dat de twee laatstgenoemde radiatoren gemiddeld minder warm worden en dus minder warmte afgeven.



Afb. 83 Het principe van de uitbalancering.

Indien er zelfs na een correcte berekening nog een onevenwicht blijft bestaan, kan dit – binnen bepaalde grenzen – hersteld worden door de toepassing van een uitbalancering, waarbij er in de radiatorringen met de kleinste totale drukverliezen (R1, R2 en R3) een bijkomend regeldrukverlies (Δp_{reg}) gecreëerd wordt (door middel van een regelkraan), waarvan de grootte gelijk is aan het verschil met de radiatorring met het grootste drukverlies (R4). In radiatorring R1 zal er bijvoorbeeld een regeldrukverlies ($\Delta p_{reg,R1}$) ingesteld moeten worden dat gelijk is aan:

$$\Delta p_{reg,R1} = \Delta p_{tot,R4} - \Delta p_{tot,R1} \quad (\text{Pa}). \quad (10.4)$$

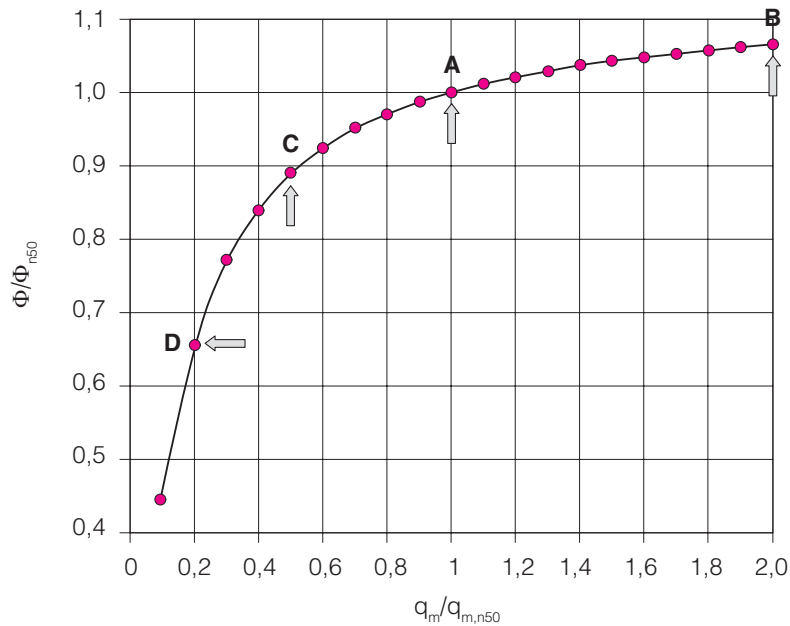
10.6.1.2 GEVOLGEN VAN EEN FOUTIEVE OF ONTBREKENDE INREGELING

Bij een foutieve inregeling van de installatie (of het ontbreken ervan) zullen bepaalde verwarmingslichamen doorstroomd worden met een waterdebiet dat gelijk is aan of groter is dan het berekende nominale waterdebiet, terwijl het waterdebiet doorheen de andere radiatoren ontoereikend zal zijn, met alle problemen vandien.

Het effect van een te groot waterdebiet op de warmteafgifte van een radiator is eerder beperkt. Uit afbeelding 84 (p. 204) blijkt bijvoorbeeld dat een verdubbeling van het waterdebiet (punt B) het warmteafgiftevermogen met slechts 8 % doet stijgen.

Een te klein waterdebiet zal daarentegen een grotere (en vaak ook negatieve) weerslag hebben op de warmteafgifte en het comfort. Daar waar een halvering van het waterdebiet de warmteafgifte slechts met zo'n 10 % zal doen dalen (punt C), zal deze evolutie een stuk markanter worden zodra het waterdebiet verder vermindert (indien het waterdebiet daalt tot 20 % van het nominale debiet, zoals in punt D, bedraagt de warmteafgifte nog slechts 65 % van het nominale vermogen).

Dit kan verklaard worden door het feit dat een tekort aan waterdebiet gepaard gaat met een verlenging van de verblijftijd van het circulatiewater in de radiator, waardoor de retourwatertemperatuur – en dus ook het warmteafgiftevermogen – daalt. In voorkomend geval bestaat het risico dat de betrokken radiator niet langer in staat zal zijn om het gewenste thermische comfort te realiseren.



Afb. 84
Effect van het waterdebiet op de warmteafgifte van een verwarmingslichaam.

10.6.1.3 UITBALANCERING IN DE PRAKTIJK

Het creëren van een bijkomend drukverlies kan op verschillende wijzen gebeuren, naargelang van de plaats in de installatie waar het drukevenwicht hersteld dient te worden.

Voor de leidingen die deel uitmaken van de radiatoraansluiting kan de uitbalancering gebeuren door:

- de instelling van de ingebouwde regeling van de radiatorkraan (aan de ingang van de radiator)
- de instelling van een regelkoppelstuk (aan de uitgang van de radiator).

Het principe van de regeling blijft gelijk, ongeacht de gekozen oplossing.

Voor de andere leidingen (zonder verwarmingslichamen) kan de uitbalancering gebeuren door de plaatsing van een regelkraan (bv. aan de voet van een kolom).

VOORBEELD

In het rekenvoorbeeld uit § 7.3.5.5 (afbeelding 28, p. 99) werden voor beide radiatorkringen de volgende totale drukverliezen bepaald:

- $\Delta p_{\text{tot,R1}} = 10782 \text{ Pa}$
- $\Delta p_{\text{tot,R2}} = 3019 \text{ Pa}$.

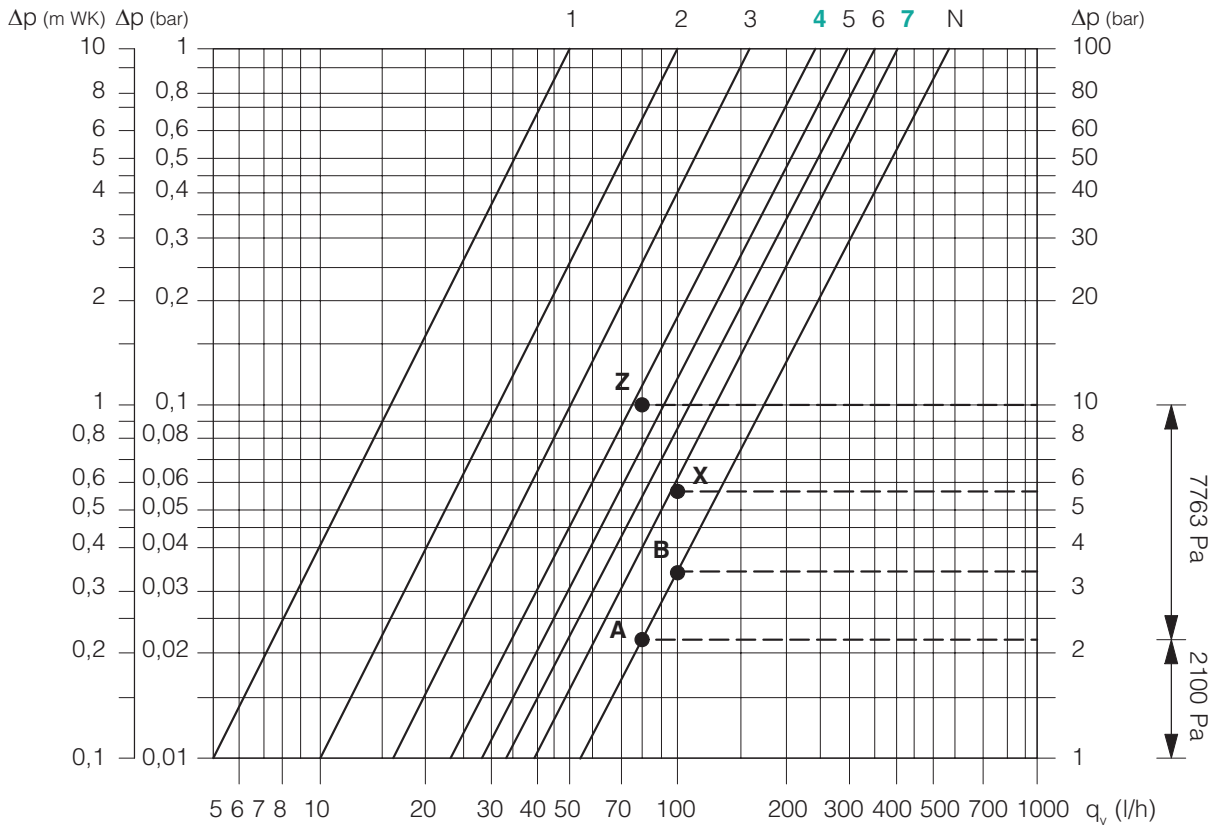
Het in radiatorkring R2 (met het kleinste drukverlies) in te stellen regeldrukverlies zal volgens formule (10.4) dus gelijk zijn aan:

$$\Delta p_{\text{reg,R2}} = \Delta p_{\text{tot,R1}} - \Delta p_{\text{tot,R2}} = 10782 - 3019 = 7763 \text{ Pa}.$$

Dit regeldrukverlies kan tot stand gebracht worden door de proportionele regeling van de voorinstelling van de radiatorkraan aan de hand van de drukverliescurven uit afbeelding 85 (op de volgende bladzijde).

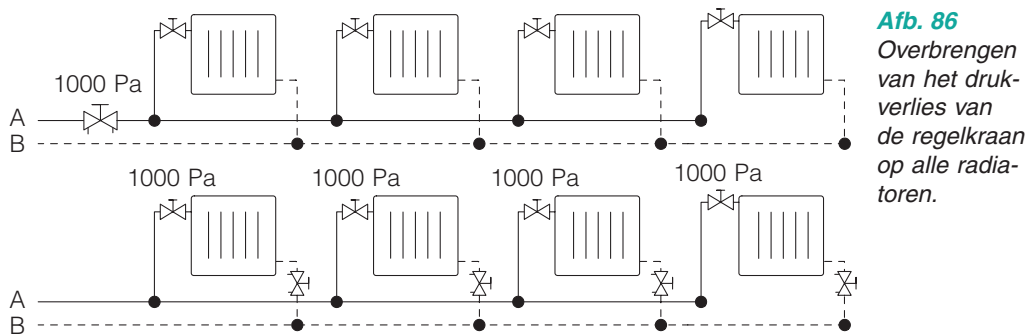
De instelstand van de voorregeling volgt uit de curven voor de kraan met DN10 (3/8") uit afbeelding 85. Voor het berekende waterdebiet doorheen radiator R2 van 77,3 kg/h of 79,5 l/h (zie § 7.3.5.5) moet er dus een bijkomend drukverlies van 7763 Pa gerealiseerd worden.

Dit bijkomende drukverlies moet toegevoegd worden aan het drukverlies van 2100 Pa van de kraan in volledig geopende stand (curve N) (d.i. punt A uit afbeelding 85). Het totaal in te stellen drukverlies is dus gelijk aan: $7763 + 2100 = 9863 \text{ Pa}$ (d.i. punt Z uit afbeelding 85). De curve die het dichtst bij punt Z gelegen is, is curve 4. De voorinstelling van de kraan dient dus in stand 4 geplaatst te worden.



Afb. 85 Instelling van het regeldrukverlies ter hoogte van de radiatoraansluiting.

Ten slotte willen we nog vermelden dat de plaatsing van een regelkraan op een verwarmingskring die verschillende radiatoren voedt (zie afbeelding 86), kan vermeden worden door het in te stellen regeldrukverlies gelijk te verdelen over alle radiatoraansluitingen. Zodoende zal het mogelijk zijn om de kosten van de regelkraan uit te sparen, op voorwaarde dat het in te stellen regeldrukverlies tot stand gebracht kan worden door de ingebouwde regeling van de radiatorkraan of het regelkoppelstuk.



Afb. 86 Overbrengen van het drukverlies van de regelkraan op alle radiatoren.

NOOT 52

Wanneer de regelapparaten van de installatie aangebracht werden in aftakkingen waar er geen regeldrukverlies ingesteld hoeft te worden, dient de voorinstelling ervan volledig geopend te zijn.

10.6.2 VARIABELE DEBIETREGELING MET TOERENTALGEREGELDE POMPEN

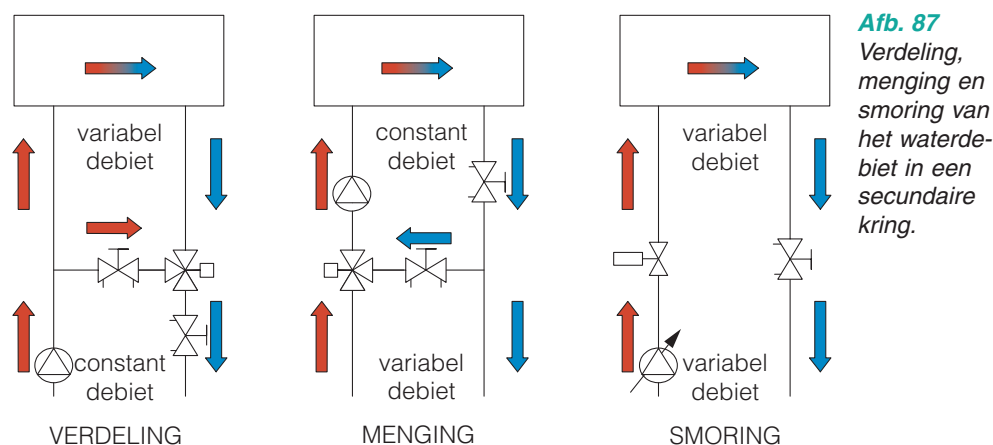
Het berekende ontwerpwaterdebiet van een installatie moet correct ingesteld worden. Dit gebeurt in de eerste plaats door de keuze van een pomp waarvan het werkingsspunt zich zo dicht mogelijk tegen (en bij voorkeur juist boven) het theoretische werkingsspunt van de installatie bevindt. In het geval van pompen

met vaste toerentallen is het dan ook noodzakelijk om over te gaan tot de instelling van het meest geschikte toerental, waarna men eventueel ook nog een smoorregeling kan toepassen, die het reële werkingsspunt nog dichter in de buurt van het theoretische werkingsspunt kan brengen (zie § 8.7).

Indien men wenst te komen tot aanzienlijke energiebesparingen, doet men er evenwel beter aan om over te gaan tot een debietregeling in functie van de belasting. Dit wordt bereikt door het gebruik van toerentalgeregelde pompen (zie § 8.8), die bij een lagere belasting een veel kleiner energieverbruik kennen dan hun tegenhangers met een vast toerental. Als men weet dat het aandeel van de pomp in de energiekost van een installatie in bepaalde gevallen kan oplopen tot 20 %, zal een investering in een toerentalgeregelde pomp zeker de moeite lonen.

10.6.3 VERDELING, MENGING EN SMORING VAN DE WATERDEBIETEN

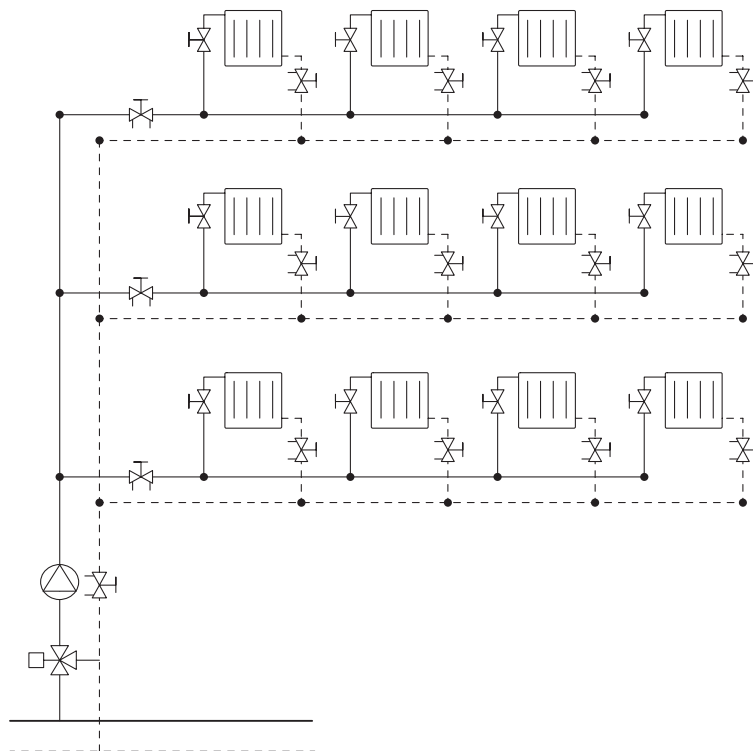
Bij het ontwerp van grote installaties worden er meestal meerdere (secundaire) verwarmingskringen voorzien die gebouwdelen met dezelfde functie bedienen. Dergelijke verwarmingskringen worden in de regel aangesloten op een (centrale) collector, van waaruit alle kringen op onafhankelijke wijze bediend worden (d.w.z. rekening houdend met de specifieke behoeften van de gebruikers of het gebruik van het gebouw).



De aansluiting van een secundaire verwarmingskring op een centrale collector kan gebeuren volgens diverse hydraulische schakelmogelijkheden die in feite herleid kunnen worden tot de drie basisschakelingen uit afbeelding 87:

- een verdeelschakeling: hierbij stroomt een deel van het warme vertrekwaterdebiet rechtstreeks naar de radiatoren, terwijl het andere deel via een bypass naar een verdeelkraan vloeit, alwaar het gemengd wordt met het afgekoelde retourwater uit de radiatoren. Het waterdebiet dat door het radiatorencircuit stroomt, is variabel. Het waterdebiet dat van en naar de collector stroomt, blijft daarentegen constant. Een dergelijke schakeling vertoont het nadeel dat het afgekoelde retourwater uit de radiatoren opnieuw opgewarmd wordt door het warme vertrekwater van de bypass
- een mengschakeling: hierbij is er een pomp aanwezig die ervoor zorgt dat er een constant waterdebiet door het radiatorencircuit stroomt. De mengkraan laat het afgekoelde retourwater uit de radiatoren op zijn beurt in een welbepaalde verhouding terugvloeien naar het radiatorencircuit en kan daardoor een bijkomende watertemperatuurregeling tot stand brengen. Een dergelijke schakeling vertoont het grote voordeel dat het afgekoelde retourwater uit de radiatoren rechtstreeks en op de laagst mogelijke temperatuur naar de ketel kan terugstromen (variabel debiet), wat gunstig is voor het ketelrendement en noodzakelijk is in het geval van condensatieketels
- een smoorschakeling: hierbij vindt er noch een menging noch een verdeling van het waterdebiet plaats, maar wordt het (variabele) waterdebiet rechtstreeks geregeld door een smookklep of een toerentalgeregelde pomp in functie van de behoeften. Een dergelijke schakeling vertoont het voordeel dat het afgekoelde retourwater rechtstreeks naar de ketel gestuurd wordt, maar vereist wel dat de gehele verwarmingsinstallatie werkt met een variabel waterdebiet.

Uit het voorgaande kan men afleiden dat de mengschakeling de gunstigste invloed heeft op het ketelrendement. Het waterdebiet naar de ketel toe is in dit geval wel veranderlijk, wat van belang kan zijn voor



Afb. 88 Voorbeeld van een secundaire verwarmingskring met een mengschakeling.

de waterinhoud van de ketel en de eventuele hieraan gekoppelde debieteisens. In afbeelding 88 wordt een voorbeeld van een dergelijke mengschakeling getoond, waarbij de nodige regelingen tot stand gebracht kunnen worden door een pomp, een driewegmengkraan en een regelkraan.

In het geval van condensatieketels dient de regeling van de waterdebieten in de secundaire kringen derwijze te gebeuren dat er een zo laag mogelijke retourwatertemperatuur bekomen wordt. Dit heeft immers niet alleen een gunstige invloed op het productierendement van de ketel, maar is bovendien noodzakelijk voor het verkrijgen van een maximale condensatie van de rookgassen.

10.7 HYDRAULISCHE SCHEIDING TUSSEN DE PRIMAIRE KETELKRING EN DE SECUNDAIRE KRINGEN

10.7.1 PRIMAIRE KETELKRING

10.7.1.1 WATERDEBIET IN DE PRIMAIRE KETELKRING

In bepaalde gevallen kan het raadzaam zijn om een hydraulische scheiding tot stand te brengen tussen de primaire ketelkring en de secundaire kringen. Een dergelijke scheiding kan bijvoorbeeld belangrijk zijn voor de debietregeling in ketels die werken met een opgelegd minimaal waterdebiet.

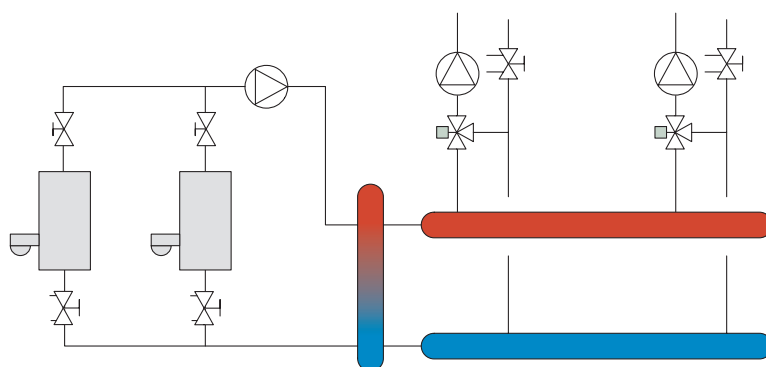
Naargelang van hun aard, hun type en hun regelwijze zullen bepaalde stookketels afgekoeld moeten worden met een minimaal waterdebiet om het optreden van plaatselijke oververhittingen en interne beschadigingen te vermijden. Het minimale waterdebiet dat door de ketelfabrikant opgelegd wordt, is dus een belangrijk aandachtspunt bij het ontwerp van de primaire ketelkring. Meestal gaat de voorkeur uit naar een primaire ketelkring die gevoed wordt door een afzonderlijke (primaire) pomp en hydraulisch gescheiden wordt van de secundaire verwarmingskringen van de installatie.

Deze hydraulische scheiding kan tot stand gebracht worden door een evenwichtsleiding of evenwichtsfles tussen de betrokken kringen aan te brengen. Dit laat enerzijds toe om ongewenste interacties tussen de waterdebieten van deze kringen te vermijden en anderzijds om deze waterdebieten gemakkelijker en onafhankelijk van elkaar te kunnen regelen (zie § 10.7.2).

10.7.1.2 KETELS MET EEN OPGELEGD MINIMAAL WATERDEBIET

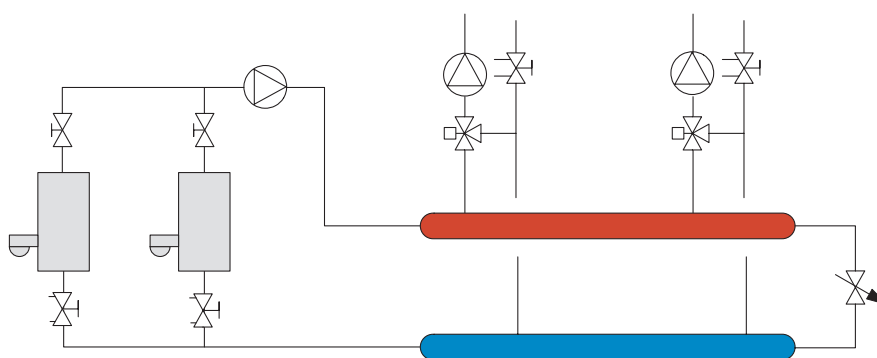
Ketels met een klein watervolume zijn vrij gevoelig voor grote temperatuurschommelingen en vereisen tijdens hun werking bijgevolg een continue waterdoorstroming (met een toereikend debiet) teneinde elke plaatselijke oververhitting in de ketel te vermijden en de ketelwatertemperatuur onder controle te kunnen houden. In dit geval is het gebruik van een primaire kring met een aparte ketelpomp noodzakelijk om de watercirculatie doorheen de ketel(s) te verzekeren.

Deze eis is evenwel niet van toepassing voor kleine ketels (woningen, appartementen ...), waarvoor men steeds de richtlijnen van de fabrikant dient te volgen. Voor grote ketels kan het prinscipeschema uit afbeelding 89 als voorbeeld dienen. Hierin worden de primaire ketelkring (met aparte pomp) en de secundaire verwarmingskringen hydraulisch van elkaar gescheiden door een evenwichtsleiding (of evenwichtsflles). Deze opstellingswijze wordt verder besproken in § 10.7.2.



Afb. 89 Ketels met een opgelegd minimaal waterdebiet en een evenwichtsflles.

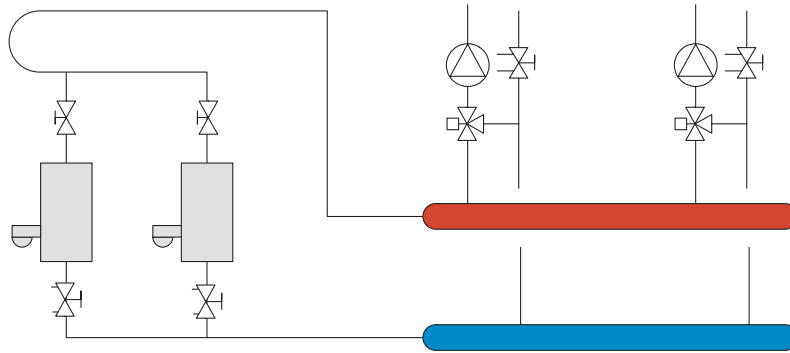
Een ander mogelijk prinscipeschema wordt getoond in afbeelding 90. Hierbij wordt er geen evenwichtsflles gebruikt, maar wordt het minimale waterdebiet via de primaire pomp gerealiseerd met behulp van een bypass en een regelkraan die beide collectoren (die de secundaire kringen voeden) met elkaar verbindt. Het primaire waterdebiet moet met andere woorden toereikend zijn om de secundaire kringen te kunnen voeden.



Afb. 90 Ketels met een opgelegd minimaal waterdebiet en collectoren met bypass.

10.7.1.3 KETELS ZONDER OPGELEGD MINIMAAL WATERDEBIET

Ketels met een groot watervolume en kleine drukverliezen zijn weinig gevoelig voor plaatselijke oververhitting en vereisen daarom geen opgelegd minimaal waterdebiet. Voor dergelijke ketels is er geen onafhankelijke primaire kring noodzakelijk en kan de principeopstelling uit afbeelding 91 (p. 209) toegepast worden. Hierbij wordt de rechtstreekse menging van warm vertrekwater en afgekoeld retourwater – net zoals het geval is bij condensatieketels – vermeden, zodanig dat het retourwater steeds ontvangen wordt op de laagst mogelijke temperatuur.

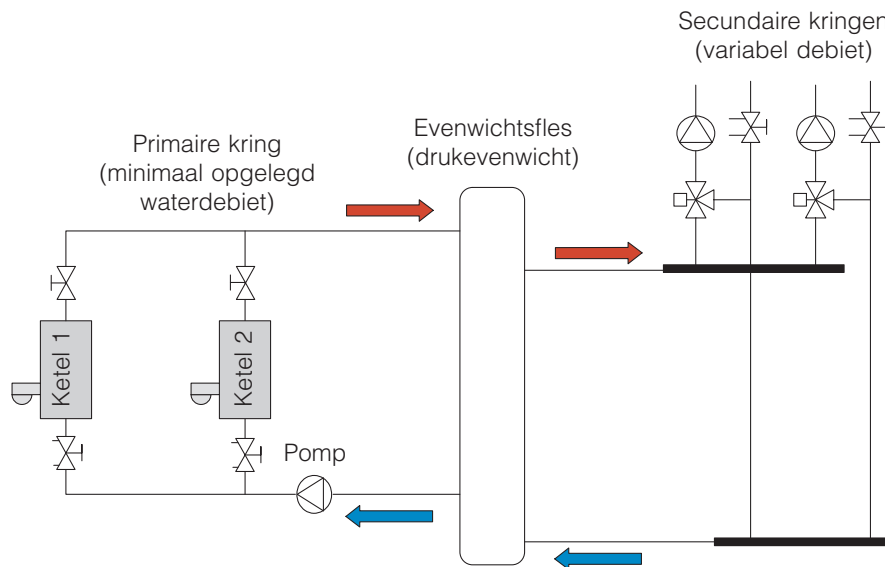


Afb. 91 Ketels zonder opgelegd minimaal waterdebiet.

10.7.2 EVENWICHTSFLESEN (EVENWICHTSLEIDINGEN)

10.7.2.1 DOELSTELLING

Evenwichtsflessen of evenwichtsleidingen worden in grotere installaties gebruikt om een hydraulische scheiding tot stand te brengen tussen de primaire verwarmingskring – waarin een of meerdere in parallel geschakelde ketels gevoed worden door een primaire pomp – en de secundaire kringen. Deze laatste zijn voorzien van verwarmingslichamen die gevoed worden door (secundaire) pompen waarvan het waterdebiet varieert naargelang van de warmtebehoeften en de stand van de mengkranen. Teneinde ongewenste interacties (bv. drukoverdracht) tussen de primaire en de secundaire waterdebieten te vermijden, is het aanbevolen om de kringen hydraulisch te ontkoppelen door de tussenplaatsing van een evenwichtsfles (afbeelding 92).



Afb. 92 Hydraulische scheiding tussen de primaire kring en de secundaire kringen door de tussenplaatsing van een evenwichtsfles.

Voornoemde hydraulische ont koppeling kan gerealiseerd worden door de evenwichtsfles zodanig te ontwerpen dat de watercirculatie in de fles bij nominale werkingomstandigheden (vullastwerking) zeer klein wordt (watersnelheid van maximaal 0,1 m/s) en de drukval over de fles het nulpunt benadert. Hierdoor zal de evenwichtsfles fungeren als een neutraal punt in de installatie (d.w.z. dat er geen drukoverdracht plaatsvindt tussen de primaire en de secundaire zijde van de fles).

Naast de hydraulische ont koppeling heeft de evenwichtsfles ook nog de volgende functies te vervullen:

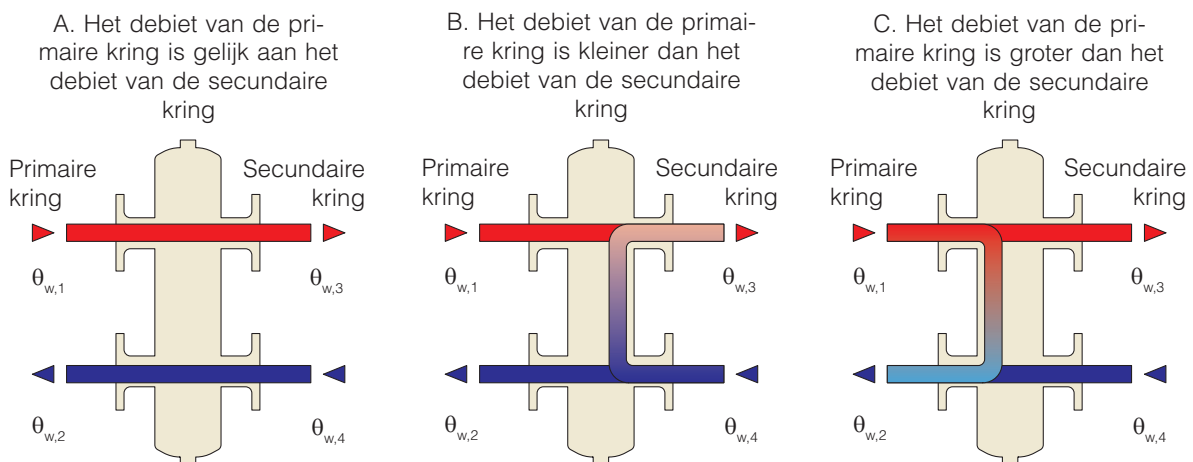
- de vereenvoudiging en stabilisering van de regeling van de primaire en secundaire waterdebieten
- de verzekering van een permanent waterdebiet in de primaire kring van ketels die een opgelegd minimaal waterdebiet vergen om het risico op oververhitting te vermijden, zelfs indien er geen warmtevraag vanuit de secundaire verwarmingskringen is

- het efficiëntere gebruik van de lage retourwatertemperaturen door het vermijden van een ongewenste menging van afgekoeld retourwater met warm vertrekwater. Deze aanbeveling geldt eveneens in kleine installaties die meerdere secundaire kringen bevatten die werken op een verschillende temperatuur (bv. radiatoren en vloerverwarming)
- het vermijden van alle storende interacties tussen de primaire kring en de secundaire kringen, die de goede werking van de pompen, mengkranen, regelkranen ... kunnen belemmeren.

10.7.2.2 VERMIJDEN VAN ONGEWENSTE MENGPUNTEN

Bij het ontwerp van de installatie is het belangrijk om de juiste verhouding tussen de primaire en de secundaire waterdebieten vast te leggen. Zo niet, kunnen er in de evenwichtsfles ongewenste mengpunten ontstaan ten gevolge van een opwaartse of neerwaartse warmtestroom (zie afbeelding 93):

- in afbeelding 93A zijn de totale waterdebieten in de primaire en de secundaire kring gelijk (vollastwerking) en is de evenwichtsfles vrij van mengpunten. In deze situatie zijn de watertemperaturen aan beide zijden van de evenwichtsfles gelijk. Dit betekent dat $\theta_{w1} = \theta_{w3}$ en dat $\theta_{w2} = \theta_{w4}$
- in afbeelding 93B is het waterdebiet in de secundaire kring groter dan in de primaire kring (deellastwerking, met een verminderd primair waterdebiet), waardoor er een opwaartse (koude) waterstroom ontstaat die een mengpunt aan de bovenzijde van de fles veroorzaakt (de vertrekwatertemperatuur naar de secundaire kring verlaagt: $\theta_{w3} < \theta_{w1}$)
- in afbeelding 93C is het waterdebiet in de primaire kring groter dan in de secundaire kring (deellastwerking, met een verminderd secundair waterdebiet), waardoor er een neerwaartse (warme) waterstroom ontstaat die een mengpunt aan de onderzijde van de fles veroorzaakt (de retourwatertemperatuur naar de primaire kring of naar de ketel verhoogt: $\theta_{w2} > \theta_{w4}$).

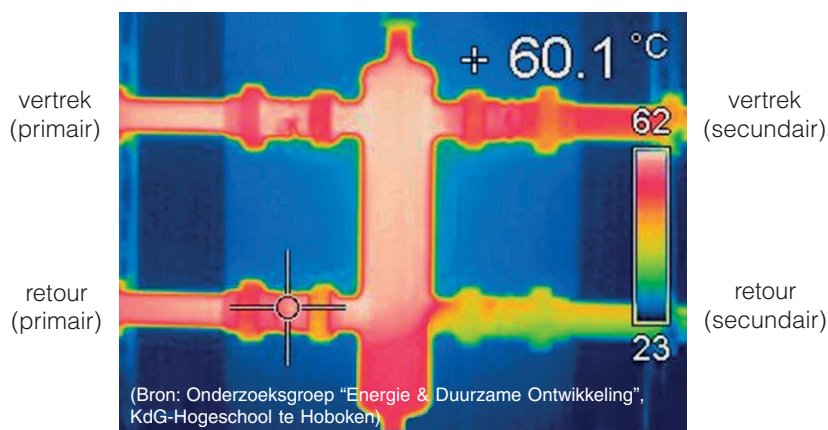


Afb. 93 Mogelijke mengpunten in een evenwichtsfles.

Afbeelding 94 (p. 211) toont een thermografisch beeld van de situatie uit afbeelding 93C. In dit geval zal de retourwatertemperatuur naar de ketel hoger worden, wat bijvoorbeeld nadelig is voor het rendement van condensatieketels. Deze vereisen namelijk een zo laag mogelijke retourwatertemperatuur om een maximale condensatie van de rookgassen te kunnen verzekeren.

Met het oog op de goede regeling van de belastingsafhankelijke ketelsturing moeten er bij het ontwerp van de installatie met andere woorden een aantal basisregels gerespecteerd worden met betrekking tot de bepaling van de waterdebieten. Hierbij kan men gebruikmaken van de praktijkregel die stelt dat het totale nominale waterdebiet van niet-condenserende ketels aan de primaire kant van de evenwichtsfles bij ontwerp ongeveer 10 % groter moet zijn dan de som van de secundaire waterdebieten (situatie van afbeelding 93C).

Bij condensatieketels geldt de omgekeerde regel en moet het totale secundaire waterdebiet ongeveer 10 % hoger zijn dan het primaire waterdebiet (situatie van afbeelding 93B). Zodoende kan de situatie uit afbeelding 94 (p. 211) vermeden worden en zal de kans op een menging van een neerwaartse (warme) vertrekwaterstroom met het (afgekoelde) retourwater in de evenwichtsfles fors ingeperkt worden.



Afb. 94
Ongewenst
mengpunt in een
evenwichtsfles bij
een te groot pri-
mair waterdebiet.

10.7.2.3 BEPALING VAN DE AFMETINGEN VAN DE EVENWICHTSFLES

Bij de bepaling van de afmetingen van de evenwichtsfles wordt er een onderscheid gemaakt tussen de eigenlijke flesdiameter en de diameter van de aansluiting aan de primaire zijde van de fles. Hierbij worden de volgende regels in acht genomen:

- de diameter van de evenwichtsfles moet ruim genoeg berekend worden. Dit dient te gebeuren in functie van het totale geïnstalleerde ketelvermogen en de berekende waterdebieten in de primaire kring, en wel zodanig dat de maximale watersnelheid in de fles nooit hoger wordt dan $\pm 0,1$ m/s
- de diameter van de aansluiting op de primaire verwarmingskring wordt berekend aan de hand van het primaire waterdebiet en rekening houdend met een maximale watersnelheid in de collectoren van ± 1 m/s.

In tabel 49 worden voor diverse geïnstalleerde ketelvermogens en hun overeenkomstige totale waterdebieten in de primaire kring de nominale diameters van de evenwichtsfles en zijn aansluitingen op de primaire kring (stalen leidingen) gegeven, waarbij telkens rekening gehouden wordt met voormelde maximale watersnelheden, berekend voor het grootste vermogen van het opgegeven gamma. De debieten en hun overeenstemmende watersnelheden, berekend volgens de formules (7.2) en (7.4), zijn geldig voor een

Tabel 49 Bepaling van de diameter van de evenwichtsfles en de aansluiting op de primaire kring.

Ketelvermogen Φ_{tot} (kW) (¹)	Waterdebiet q_m (kg/h) (²)	Evenwichtsfles ($v \approx 0,1$ m/s)			Primaire kring ($v \approx 1$ m/s)			$D_{i,e}/D_{i,p}$ (-) (⁸)
		DN (³)	$D_{i,e}$ (mm) (⁴)	v_{max} (m/s) (⁷)	DN (⁵)	$D_{i,p}$ (mm) (⁶)	v_{max} (m/s) (⁷)	
≤ 30	≤ 1289	DN65	70,3	0,09	DN20	21,6	1,00	3,3
$30 < \Phi_{\text{tot}} \leq 45$	$1289 < q_m \leq 1933$	DN80	82,5	0,10	DN25	27,2	0,95	3,0
$45 < \Phi_{\text{tot}} \leq 80$	$1933 < q_m \leq 3437$	DN100	107,1	0,11	DN32	35,9	0,97	3,0
$80 < \Phi_{\text{tot}} \leq 120$	$3437 < q_m \leq 5155$	DN125	131,7	0,11	DN40	41,8	1,07	3,2
$120 < \Phi_{\text{tot}} \leq 175$	$5155 < q_m \leq 7518$	DN150	159,3	0,11	DN50	54,5	0,92	2,9
$175 < \Phi_{\text{tot}} \leq 300$	$7518 < q_m \leq 12888$	DN200	206,5	0,11	DN65	70,3	0,94	2,9
$300 < \Phi_{\text{tot}} \leq 450$	$12888 < q_m \leq 19332$	DN250	260,4	0,10	DN80	82,5	1,03	3,2
$450 < \Phi_{\text{tot}} \leq 600$	$19332 < q_m \leq 25776$	DN300	309,7	0,10	DN100	107,1	0,81	2,9

(¹) Φ_{tot} : totaal berekend ketelvermogen.

(²) q_m : waterdebiet in de primaire kring, berekend volgens formule (7.2) voor water op 70 °C en een watertemperatuurverschil $\Delta\theta_w$ van 20 K.

(³) DN: nominale diameter van de evenwichtsfles, rekening houdend met het waterdebiet en een opgelegde watersnelheid van 0,1 m/s.

(⁴) $D_{i,e}$: binnendiameter van de evenwichtsfles, overeenstemmend met de gekozen nominale diameter.

(⁵) DN: nominale diameter van de aansluiting op de primaire kring, rekening houdend met het waterdebiet en een opgelegde watersnelheid van 1 m/s.

(⁶) $D_{i,p}$: binnendiameter van de aansluiting op de primaire kring, overeenstemmend met de gekozen nominale diameter.

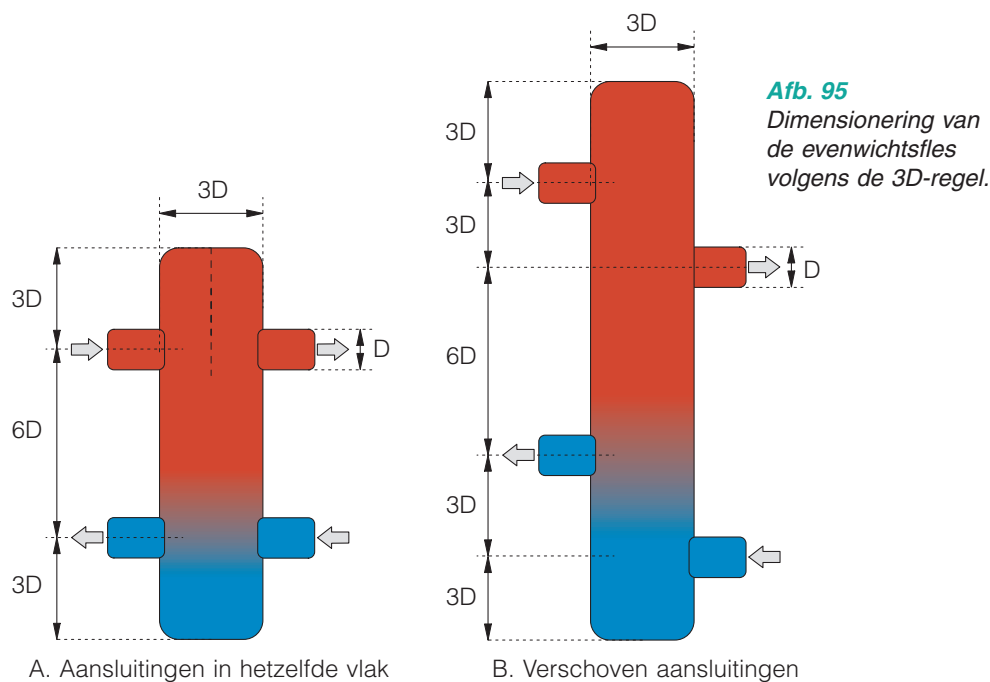
(⁷) v_{max} : maximale watersnelheid in de evenwichtsfles en de primaire kring, corresponderend met het grootste opgegeven vermogen en rekening houdend met de gekozen nominale diameter.

(⁸) $D_{i,e}/D_{i,p}$: verhouding van de diameter van de evenwichtsfles tot de diameter van de aansluiting.

gemiddelde watertemperatuur van 70 °C en een watertemperatuurverschil van 20 K. Voor andere watertemperatuurverschillen zullen andere waterdebieten gelden en zullen de afmetingen van de evenwichtsfles en de buisdiameter van de primaire kring (aan beide zijden van de fles) dan ook aangepast moeten worden.

In de laatste kolom van tabel 49 (p. 211) wordt de verhouding van de diameter van de evenwichtsfles tot de diameter van de aansluiting op de primaire kring gegeven. Deze verhouding, die gemiddeld gelijk is aan 3, vormt de basis van de zogenoemde 3D-regel die in de praktijk gehanteerd wordt bij de dimensionering van de evenwichtsfles en de aansluitingen aan de primaire en de secundaire zijde van de fles. Hierbij gelden de volgende eenvoudige regels (zie afbeelding 95):

- de diameter van de evenwichtsfles (3D) moet gelijk zijn aan het drievoud van de aansluitdiameter (D) van de primaire kring
- tussen de buisaansluitingen en de onder- en bovenzijde van de evenwichtsfles dient men telkens een afstand van 3D in acht te nemen
- tussen de aansluitingen aan de primaire zijde en de aansluitingen aan de secundaire zijde van de evenwichtsfles dient men een afstand van 6D te respecteren
- indien de aansluitingen aan de primaire en de secundaire zijde van de evenwichtsfles verschoven zijn ten opzichte van elkaar (zoals in afbeelding 95B), houdt deze verschuiving eveneens rekening met een hoogteverschil van 3D.



De buisaansluitingen op de evenwichtsfles moeten derwijze aangebracht zijn dat er geen natuurlijke circulatie mogelijk is. De warmere aansluitpunten moeten zich dus steeds boven de koudere aansluitpunten bevinden. Omdat de evenwichtsfles de hydraulische ontkoppeling tussen de primaire ketelkring en de secundaire kringen tot stand zou kunnen brengen, dient men te vermijden dat er een rechtstreekse doorstroming van het waterdebiet tussen de vertrek- en retouraansluitingen aan de primaire en de secundaire zijde van de fles kan plaatsvinden. Daarom is het aanbevolen om tussen deze aansluitingen een verschuiving met een hoogteverschil van 3D te realiseren (zoals voorgesteld in afbeelding 95B). Indien deze aansluitingen toch in hetzelfde vlak tegenover elkaar zouden liggen (zoals voorgesteld in afbeelding 95A), kan hetzelfde doel bereikt worden door de tussenplaatsing van een geperforeerd tussenschot (voorgesteld door de stippellijn in afbeelding 95A).

NOOT 53

Gelet op de lage watersnelheid in de evenwichtsfles kan deze ook gebruikt worden voor twee bijkomende functies: ontluchting via een ventiel aan de bovenzijde en vuilafscheiding via een opvang- en afvoerleiding aan de onderzijde. Het is dan ook aanbevolen om de evenwichtsfles verticaal op te stellen, vermits de ontluchting en de evacuatie van slib zodoende op een natuurlijke wijze kunnen plaatsvinden.

10.8 HYDRAULISCHE SCHEMA'S

De hierna volgende principeschema's bevatten enkel de installatieonderdelen die van belang zijn om de werking en de regeling van de installatie te verduidelijken. Ze mogen dan ook in geen geval aangewend worden als uitvoerings- of ontwerpschema's voor concrete installaties. We beperken ons hieronder eveneens tot de schema's die als representatief beschouwd kunnen worden voor de weergegeven situatie (met telkens de typische voor- en nadelen ervan). Er zijn echter ook nog tal van varianten mogelijk die rekening kunnen houden met de plaatselijke ontwerpcriteria, de installatiegebonden eisen en de aanbevelingen van de regelsysteemfabrikanten.

In tabel 50 wordt een overzicht gegeven van de negen voorgestelde hydraulische schema's, ingedeeld volgens het gebouwtype, de kenmerken van de ketel, de aard van de regeling en het type warmteafgiftesysteem en warmwaterproductie.

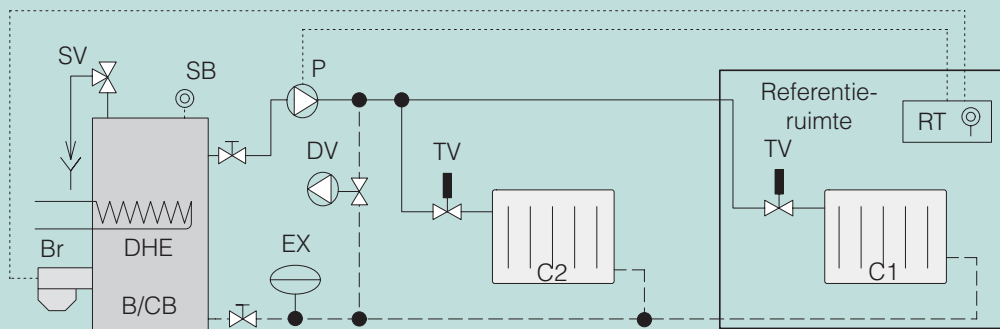
Tabel 50 Toepassingsgebied van de hydraulische typeschema's.

Types en criteria	Schemanummer								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Type gebouw									
Eengezinswoning, appartement	X	X	X	X	X	X			
Collectief gebouw (residentieel, kantoren)							X	X	X
Ketel									
Aantal ketels	1	1	1	1	1	1	1	2	1
Aantal hydraulische aansluitingen	2	2	2	2	2	2	2	2	3
Evenwichtsfles						X		X	
Regeling									
Kamerthermostaat	X								
Thermostaatkranen	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Weersafhankelijke regeling		X	X	X	X	X	X	X	X
Ruimtevoeler			X				X	X	
Warmteafgiftesysteem en warmwaterproductie									
Radiatoren	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Vloerverwarming				X	X	X			X
Ogenblikkelijke warmwaterproductie	X	X	X		X				
Warmwaterproductie met opslag				X		X	X		X

In tabel 51 (p. 214) wordt ten slotte een legende gegeven voor de in de schema's gebruikte afkortingen en symbolen.

Tabel 51 In de hydraulische schema's gebruikte afkortingen en symbolen.

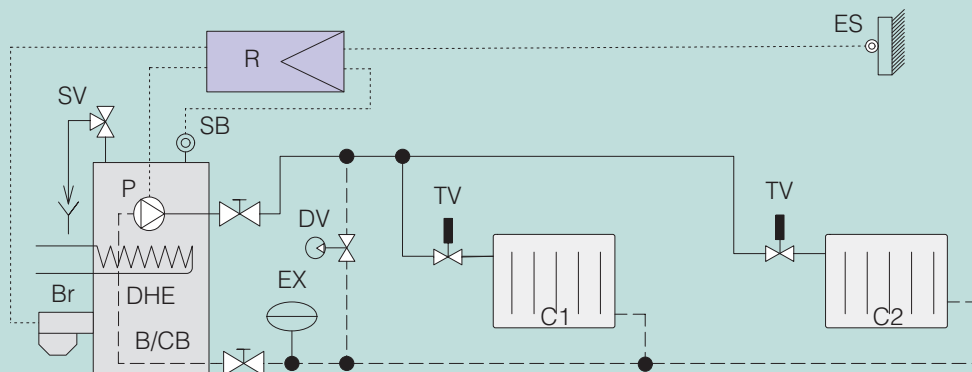
Symbol	Af-korting	Omschrijving	Symbol	Af-korting	Omschrijving
	AR	Keerklep		OV	Afbloei-ventiel, ontluchtingskraan, spui kraan
	B	Niet-condenserende ketel		P	Pomp
	Br	Brander		PV	Regelkraan in bypassverbinding
	CB	Condensatieketel		R	Regelaar
	CO	Compressor		RH	Radiatorverwarming
	DHE	Directe warmwaterproductie		RP	Toerentalgeregelde pomp
	DV	Verschildrukventiel		RS	Ruimtevoeler (luchttemperatuur)
	E	Evenwichtsfles		RT	Kamerthermostaat (luchttemperatuur)
	ES	Buitenvoeler (luchttemperatuur)		RV	Regelkraan, regelventiel
	EX	Expansievat		S	Voeler (watertemperatuur)
	EV	Elektromagnetische klep		SB	Ketelaquastaat
	FH	Vloerverwarming		SV	Veiligheidsventiel
	HE	Warmtewisselaar		TV	Thermostaatkraan
	M	Driewegmengkraan		WB	Warmwateropslagtank
	MV	Radiatorkraan (handbediening)			



Ketel	Combiketel (B/CB) met ogenblikkelijke warmwaterproductie (DHE) en met een externe of ingebouwde pomp (P).
Kringen	Op de ketel zijn aangesloten: <ul style="list-style-type: none"> • de verwarmingskring (C1) die de referentieruimte (meestal de woonkamer) bedient • de verwarmingskring (C2) die alle overige ruimten bedient.
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • Alle radiatoren zijn uitgerust met thermostaatkranen (TV). • Het verschildrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt (en dat soms in de ketel ingebouwd is), gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorkranen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • De modulerende of tijdsproportionale kamerthermostaat (RT) is voorzien van geprogrammeerde klokfuncties die zorgen voor een temperatuurverlaging tijdens de nacht of bij systematische afwezigheid. Daarnaast kunnen er ook nog andere functies aanwezig zijn (bv. vorstbewaking, het regelmatig in werking stellen van de pomp in de zomer ...). • De brander (Br) wordt door de kamerthermostaat (RT) aan- en uitgezet of modulerend gestuurd afhankelijk van de programmering en de warmtevraag in de referentieruimte (afwijking van de binnentemperatuur ten opzichte van de ingestelde waarde). • De brander (Br) wordt prioritair aangestuurd indien er warm water getapt wordt. • De pomp (P) wordt eveneens door de kamerthermostaat (RT) aan- en uitgezet afhankelijk van de warmtevraag in de referentieruimte.

Opmerkingen

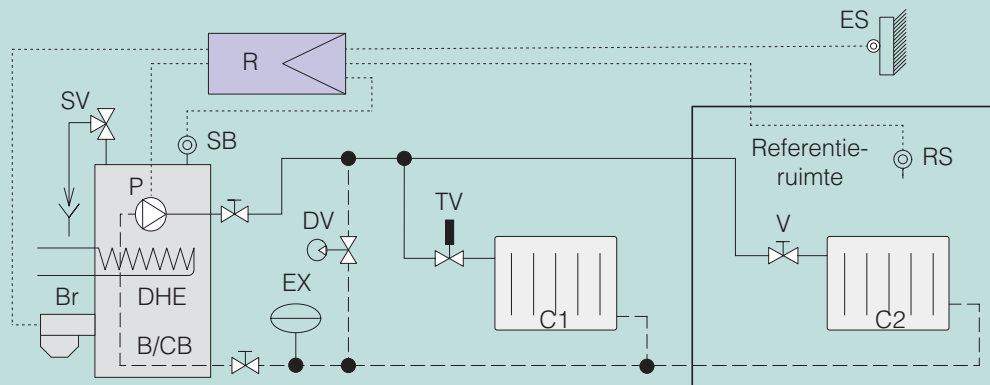
- Dit is een typisch schema voor eenvoudige installaties in eengezinswoningen.
- Een regeling door middel van een kamerthermostaat (RT) vertoont het nadeel dat, indien er geen warmtevraag is in de referentieruimte (bv. door een te laag ingestelde comforttemperatuur of door plotse zonnestraling), er ook geen verwarming zal optreden in de andere ruimten, waardoor er op deze plaatsen een oncomfortabele situatie kan ontstaan. In voorkomend geval dient men de kamerthermostaat bijgevolg hoog genoeg (d.w.z. steeds warmtevragend) in te stellen en zullen de thermostaatkranen (TV) zorgen voor de naregeling. De ketelaquastaat (SB) wordt best niet te laag ingesteld, zodat de gewenste ruimtetemperatuur vlot bereikt kan worden, maar ook niet te hoog teneinde de stilstandsverliezen van de ketel te beperken.
- Dit soort regeling is niet geschikt voor ketels die permanent warm moeten blijven.



Ketel	Combiketel (B/CB) met ogenblikkelijke warmwaterproductie (DHE) en een ingebouwde pomp (P).
Kringen	Op de ketel zijn meerdere verwarmingskringen (C1, C2 ...) aangesloten.
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De radiatoren van de verschillende verwarmingskringen zijn uitgerust met thermostaatkranen (TV). • Het verschildrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt (en dat soms in de ketel ingebouwd is), gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorcransen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • De brander (Br) wordt door de weersafhankelijke regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de programmering en een stooklijn die de ketelwatertemperatuur (gemeten door de voeler (SB)) bepaalt naargelang van de buitentemperatuur (gemeten door de voeler (ES)). • De weersafhankelijke regelaar (R) is voorzien van geprogrammeerde klokfuncties die zorgen voor een temperatuurverlaging tijdens de nacht of bij systematische afwezigheid. Daarnaast kunnen er ook nog andere functies aanwezig zijn (bv. vorstbewaking, het regelmatig in werking stellen van de pomp in de zomer ...). • De brander (Br) wordt prioritair door de regelaar (R) aangestuurd indien er warm water getapt wordt. • De pomp (P) wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de programmering en draait in principe continu tijdens de verwarmingsperiodes.

Opmerkingen

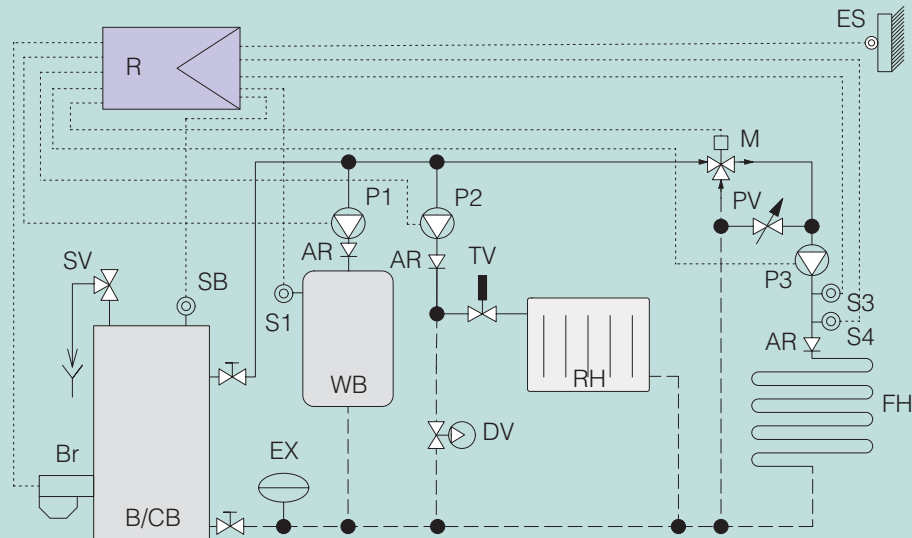
- Dit is een typisch schema voor eenvoudige installaties in eengezinswoningen waar men niet alleen in de referentieruimte, maar ook in alle andere ruimten een comfortabele temperatuur wenst te verzekeren.
- Met dit schema kan men het nadeel van schema 1 (geen verwarming indien er in de referentieruimte geen warmtevraag is) oplossen.
- Oververhitting ten gevolge van de warmteafgifte van de radiatoren wordt vermeden door het gebruik van thermostaatkranen (TV).



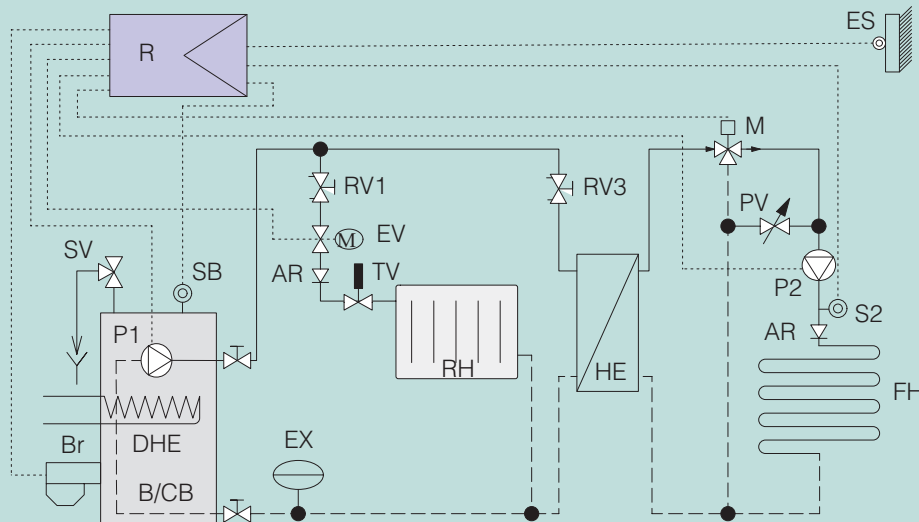
Ketel	Combiketel (B/CB) met ogenblikkelijke warmwaterproductie (DHE) en een ingebouwde pomp (P).
Kringen	Op de ketel zijn aangesloten : <ul style="list-style-type: none"> • de verwarmingskring (C2) die de referentieruimte (meestal de woonkamer) bedient • de verwarmingskring (C1) die alle overige ruimten bedient.
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De radiatoren in de referentieruimte zijn voorzien van gewone radiatorkranen (V), terwijl alle andere radiatoren uitgerust zijn met thermostaatkranen (TV). • Het verschilddrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt (en dat soms in de ketel ingebouwd is), gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorkranen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • De brander (Br) wordt door de weersafhankelijke regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de programmering en een stooklijn die de ketelwatertemperatuur (gemeten door de voeler (SB)) bepaalt naargelang van de buitentemperatuur (gemeten door de voeler (ES)) en de ruimtetemperatuur in de referentieruimte (gemeten door de ruimtevoeler (RS)). Op deze manier wordt de ruimtetemperatuur nauwkeuriger geregeld en ontstaat er een meer energiezuinige verwarming dankzij de aanpassing van de watertemperatuur. • De weersafhankelijke regelaar (R) is voorzien van geprogrammeerde klokfuncties die zorgen voor een temperatuurverlaging tijdens de nacht of bij systematische afwezigheid. Daarnaast kunnen er ook nog andere functies aanwezig zijn (bv. vorstbewaking, het regelmatig in werking stellen van de pomp in de zomer ...). • De brander (Br) wordt prioritair door de regelaar (R) aangestuurd indien er warm water getapt wordt. • De pomp (P) wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de programmering en draait in principe continu tijdens de verwarmingsperiodes.

Opmerkingen

- Dit schema is een compromis tussen de twee voorgaande schema's voor wat betreft het thermische comfort in de andere ruimten dan deze waarin de ruimtevoeler opgesteld staat. Indien er minder warmtevraag is in de referentieruimte, zal ook in de andere ruimten minder warmte aangeboden worden dankzij een aanpassing van de watertemperatuur.
- De ruimtevoeler (RS) beperkt de oververhitting door de radiatoren in de referentieruimte, terwijl de thermostaatkranen (TV) deze functie voor hun rekening nemen in de andere ruimten.



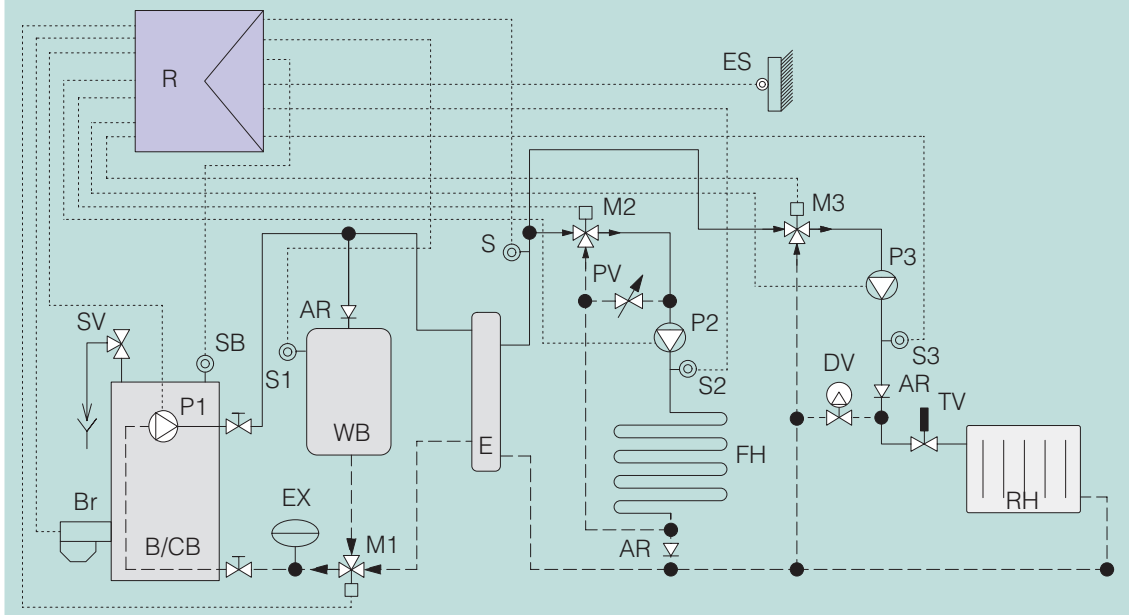
Ketel	Ketel (B/CB) met warmwaterproductie door accumulatie (opslagtank (WB)).
Kringen	Op de ketel zijn de volgende kringen aangesloten die stuk voor stuk voorzien zijn van een keerklep (AR): <ul style="list-style-type: none"> • een vloerverwarming (FH) • een verwarmingskring met radiatoren (RH) • een warmwateropslagtank (WB).
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De brander (Br) wordt door de weersafhankelijke regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is voor de in bedrijf zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. Hiertoe moet in de regelaar (R) zowel de stooklijn van de verwarmingskring (RH) als deze van de vloerverwarmingskring (FH) ingesteld worden, evenals de gevraagde warmwatertemperatuur van de opslagtank (WB). • De pomp (P3) van de vloerverwarming (FH) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. De watertemperatuur van de vloerverwarming (gemeten door de voeler (S3)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijn en wordt geregeld door een driewegmengkraan (M), in combinatie met een bypass met regelkraan (PV). De veiligheidsvoeler (S4) legt de pomp (P3) stil indien de watertemperatuur van de vloerverwarming de ingestelde maximale waarde overschrijdt. • De pomp (P2) van de verwarmingskring (RH) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. In de ruimten die bediend worden door de verwarmingskring (RH) kan de warmteafgifte van de verwarmingslichamen bijkomend individueel geregeld worden met thermostaatkranen (TV). Het verschil drukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt, gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiator kranen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • Een warmtevraag voor de warmwateropslagtank (WB) wordt via de voeler (S1) naar de regelaar (R) gestuurd en krijgt voorrang op de vraag naar ruimteverwarming. In dat geval wordt de brander (Br) in werking gesteld samen met pomp (P1), terwijl de pompen (P2) en (P3) stilgelegd worden. Het water circuleert door de opslagtank tot de gevraagde temperatuur (gemeten door de voeler (S1)) bereikt is.
Opmerkingen	
<ul style="list-style-type: none"> • In de ruimte die verwarmd wordt door het vloerverwarmingssysteem (FH) is het risico op oververhitting reëel (bv. door bezonning). Dit kan vermeden worden door een ruimtevoeler te plaatsen die de door de stooklijn bepaalde watertemperatuur aanpast. Optimaler (maar duurder qua investeringskost) zou zijn om in dit geval de basisverwarming te verzorgen met het vloerverwarmingssysteem, bijgestaan door een verwarmingskring met radiatoren en thermostaatkranen. • In de zone die bediend wordt door de verwarmingskring (RH) wordt de oververhitting door de radiatoren beperkt dankzij de werking van de thermostaatkranen (TV). 	



Ketel	Wandketel (B/CB) met ogenblikkelijke warmwaterproductie en een (meestal) ingebouwde pomp (P1).
Kringen	Op de ketel zijn de volgende kringen aangesloten die stuk voor stuk voorzien zijn van een keerklep (AR): <ul style="list-style-type: none"> • een verwarmingskring (RH), bediend door de ingebouwde pomp (P1) en een elektromagnetische klep (EV) • een vloerverwarming (FH), bediend door pomp (P2) en met tussenschakeling van een warmtewisselaar (HE).
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De brander (Br) wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is voor de in bedrijf zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. Hiertoe moet in de regelaar (R) zowel de stooklijn van de verwarmingskring (RH) als deze van de vloerverwarming (FH) ingesteld worden. • De pomp (P2) van de vloerverwarming (FH) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. De watertemperatuur van de vloerverwarming (gemeten door de voeler (S2)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijn en wordt geregeld door een driewegmengkraan (M), in combinatie met een bypass met regelkraan (PV). • De pomp (P1) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering en bedient de verwarmingskring (RH) via de warmtewisselaar (HE). Een elektromagnetische klep (EV) laat het waterdebiet door naar de verwarmingskring en wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de programmering. In de ruimten die bediend worden door de verwarmingskring (RH) wordt de warmteafgifte van de verwarmingslichamen bijkomend individueel geregeld met thermostaatkranen (TV). • De brander (Br) wordt prioritair door de regelaar (R) aangestuurd indien er warm water getapt wordt. De pompen (P1) en (P2) kunnen eventueel stilgelegd worden gedurende de tapperperiodes.

Opmerkingen

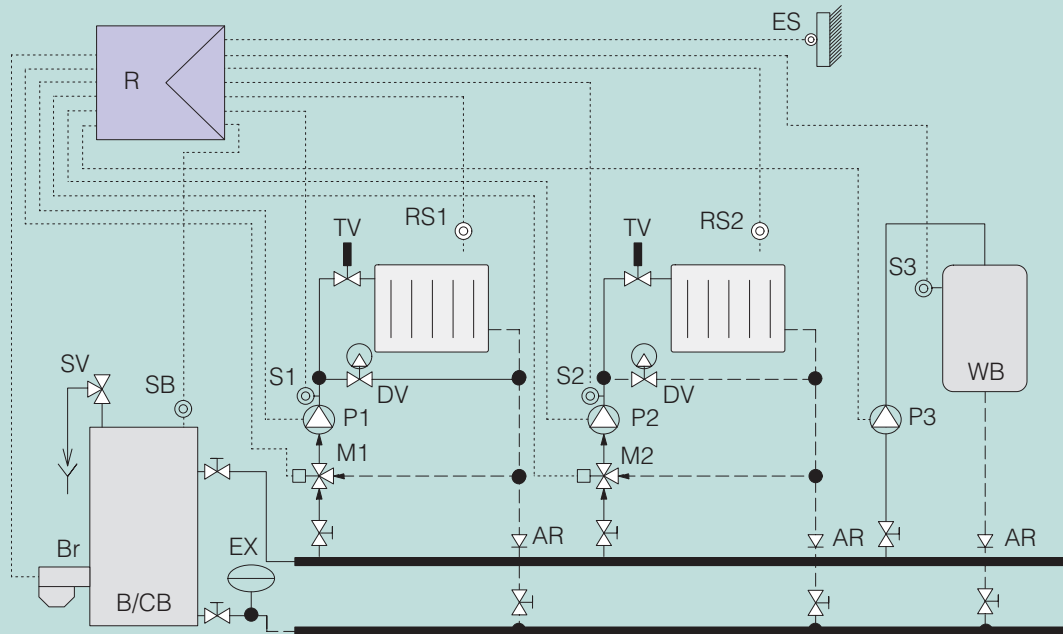
- Dit schema onderscheidt zich voornamelijk van het vorige door de aanwezigheid van de warmtewisselaar (HE) uit roestvast staal die het vloerverwarmingssysteem (FH) hydraulisch scheidt van de rest van de verwarmingsinstallatie (RH). Een dergelijke warmtewisselaar wordt enkel voorzien indien men vreest voor een zuurstofinfiltratie in het vloerverwarmingssysteem (bv. ten gevolge van niet-zuurstofdichte kunststofbuizen).
- De inregelventielen (RV1) en (RV3) zorgen voor het hydraulische evenwicht tussen het radiatorcircuit (RH) en het circuit dat de warmtewisselaar (HE) voedt.



Ketel	Ketel (B/CB) met een externe of ingebouwde pomp (P1) en een opgelegd minimaal waterdebiet.
Kringen	<ul style="list-style-type: none"> • Primaire ketelkring met pomp (P1), evenwichtsfles (E) en warmwateropslagtank (WB) in parallel. • Twee secundaire kringen: <ul style="list-style-type: none"> - vloerverwarming (FH) - radiatorkring (RH).
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De pomp (P1) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering en bedient zowel de primaire kring als de warmwateropslagtank (WB). • De brander (Br) wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is in de in bedrijf zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. Hiertoe moeten in de regelaar (R) de stooklijnen van beide kringen ingesteld worden. • De warmtevraag voor de warmwaterproductie wordt via de voeler (S1) doorgestuurd naar de regelaar (R) en krijgt voorrang op de vraag naar ruimteverwarming via een aansturing van de driewegmengkraan (M1). Het water circuleert door de opslagtank (WB) tot de gevraagde temperatuur (gemeten door de voeler (S1)) bereikt is. • De pomp (P2) van de vloerverwarming (FH) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. De watertemperatuur van de vloerverwarming (FH) (gemeten door de voeler (S2)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijn en wordt geregeld via een driewegmengkraan (M2), in combinatie met een bypass met regelkraan (PV). • De pomp (P3) van de verwarmingskring (RH) wordt door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. De watertemperatuur van de verwarmingskring (RH) (gemeten door de voeler (S3)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijn en wordt geregeld door een driewegmengkraan (M3). Het verschildrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt, gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorkranen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • In de verwarmingskring (RH) wordt de warmteafgifte van de verwarmingslichamen individueel geregeld door middel van thermostaatkranen (TV).

Opmerking

Om in het geval van een condensatieketel (CB) met opgelegd minimaal waterdebiet een menging van vertrekwater met retourwater in de evenwichtsfles (E) te vermijden, dient het totale (nominale) debiet van de secundaire verwarmingskringen (bij mengkranen in open stand) ongeveer 10 % hoger te zijn dan dit van de primaire kring (zie § 10.7.2.2). In dit opzicht is een zeer goede hydraulische afregeling een absolute vereiste.

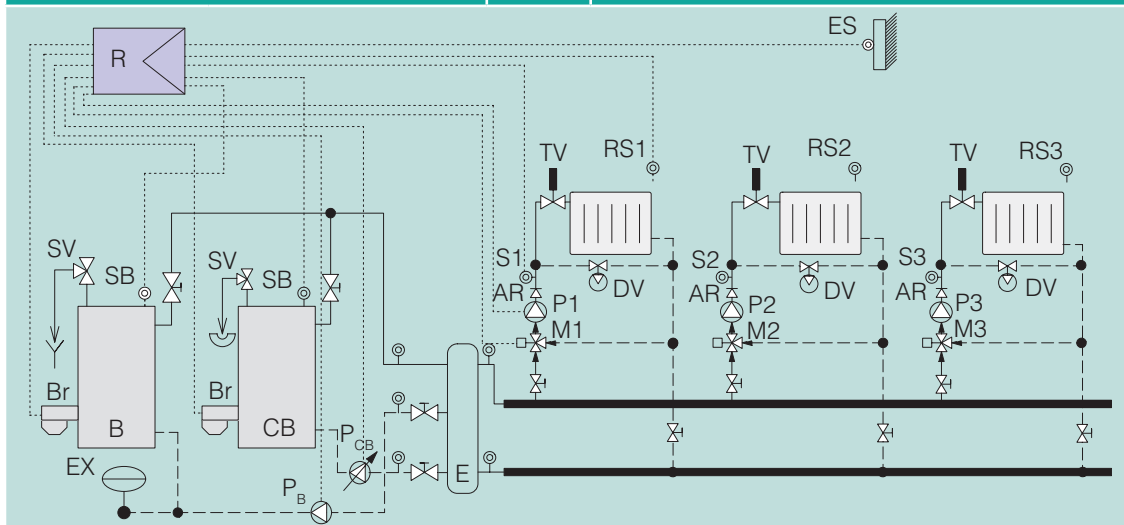


Ketel	Ketel (B/CB) zonder opgelegd minimaal waterdebiet, die gekoppeld is aan afzonderlijk geregelde verwarmingskringen.
Kringen	Twee of meerdere verwarmingskringen die werken op lage temperatuur en een kring voor de warmwaterproductie met opslagtank (WB), gevoed vanuit de centrale verdeelcollector.
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De brander (Br) wordt door de regelaar (R) modulerend gestuurd afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is voor de in bedrijf zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. • De pompen van de verwarmingskringen (P1 en P2) worden door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. • De watertemperatuur in de verwarmingskringen (gemeten door de voelers (S1) en (S2)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijn, afhankelijk van de buitentemperatuur (gemeten door de voeler (ES)) en de ruimtetemperatuur van de betrokken referentieruimten (gemeten door de ruimtevoelers (RS1 en RS2)), en wordt geregeld door driewegmengkranen (M1, M2). • Alle radiatoren zijn voorzien van thermostaatkranen (TV), behalve deze die opgesteld zijn in de referentieruimten. Het verschilddrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt, gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorcransen dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • Een warmtevraag voor de warmwaterproductie met opslagtank (WB) wordt via de voeler (S3) doorgestuurd naar de regelaar (R) en krijgt voorrang op de vraag naar ruimteverwarming. De pomp (P3) wordt vervolgens in werking gesteld tot de gevraagde boiler temperatuur (gemeten door voeler S3) bereikt is.

Opmerking

Dit schema is kenmerkend voor collectieve gebouwen waarbij er bijvoorbeeld per gevel een aparte regeling toegepast wordt, die verschillend kan zijn naargelang van de heersende klimaatomstandigheden (hevige wind, bezonning ...). In dit geval wordt er per gevel een representatieve referentieruimte gekozen die voorzien wordt van een ruimtevoeler (RS) en waarin de radiatoren niet voorzien zijn van thermostaatkranen.

Hydraulisch schema	Nr. 8	Collectieve installatie (appartementen, kantoren)
--------------------	-------	---

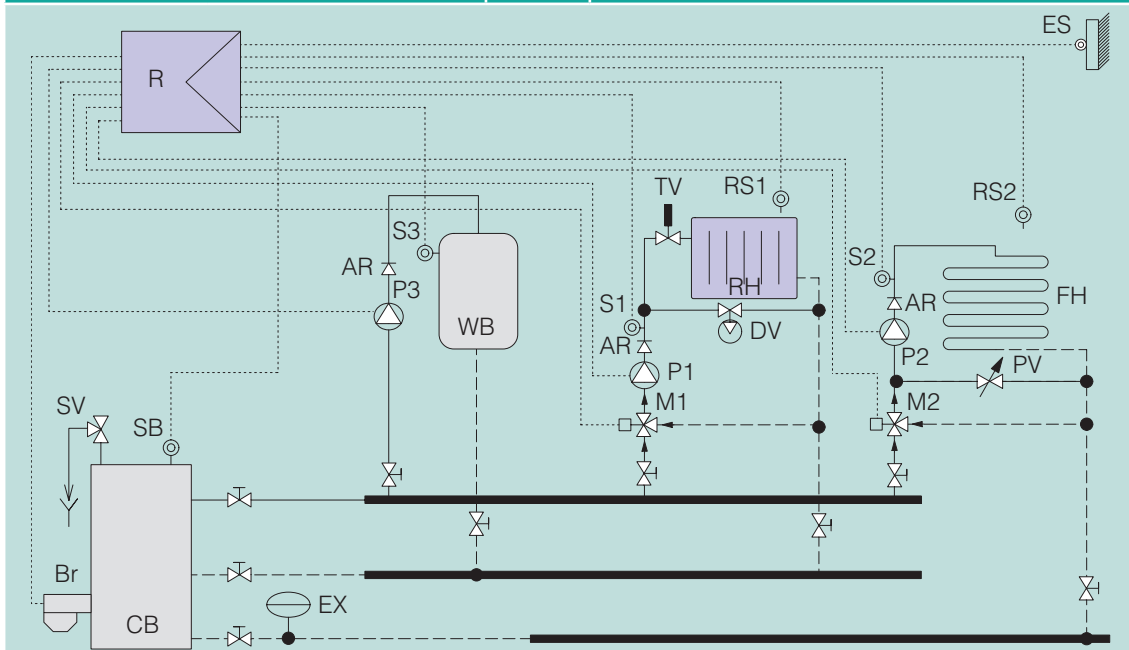


Ketels	Cascade van een condensatieketel (CB) met een of meerdere niet-condenserende ketels (B). Alle ketels hebben een opgelegd minimaal waterdebiet.
Kringen	<ul style="list-style-type: none"> • Primaire ketelkring (cascade) met een aparte pomp (P_B en P_{CB}) voor elke ketel. • Secundaire verwarmingskringen (radiatoren), die hydraulisch ontkoppeld zijn van de primaire kring door een evenwichtsfles (E).
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De condensatieketel (CB) is de stuurketel die steeds als eerste in werking treedt. • De pompen (P_B en P_{CB}) draaien continu om de ketels bij werking permanent te doorstromen met de opgelegde minimale waterdebieten. • De branders (Br) van beide ketels worden door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is voor de in bedrijf zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. • De pompen van de verwarmingskringen (P1, P2, P3) worden door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. • De temperatuur in de verwarmingskringen (gemeten door de voelers (S1), (S2) en (S3)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijnen, afhankelijk van de buitentemperatuur (gemeten door de voeler (ES)) en de ruimtetemperatuur in de referentieruimten (gemeten door de ruimtevoelers (RS1), (RS2) en (RS3)), en wordt geregeld door driewegmengkranen (M1, M2, M3). Alle radiatoren zijn voorzien van thermostaatkranen (TV), behalve deze in de referentieruimten. Het verschilddrukventiel (DV), dat zich in elke verwarmingskring tussen de vertrek- en de retourkring bevindt, gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorkranen dicht zijn terwijl de pomp in werking is).

Opmerkingen

- De keuze van een niet-condenserende ketel in cascade met een condensatieketel, kan momenteel nog als volgt verantwoord worden. In een verwarmingsinstallatie kan 90 % van de verwarmingsbehoeften van een gebouw gedekt worden door 50 % van het geïnstalleerde vermogen. Indien men twee condensatieketels zou voorzien, neemt de eerste 90 % van de behoeften voor zijn rekening en de tweede 10 %. Aangezien een condensatieketel maximaal een 10 % hoger rendement heeft, zal de eerste ketel een besparing van 9 % opleveren, terwijl de tweede slechts zal leiden tot een besparing van 1 %. Tot zolang er een belangrijk prijsverschil tussen condensatieketels en lagetemperatuurketels bestaat, blijft het met andere woorden zinvol om een niet-condenserende ketel als tweede ketel te kiezen. Naar de toekomst toe is de tendens evenwel om deze keuze uit te sluiten en enkel nog de plaatsing van condensatieketels te overwegen (bv. omwille van het vervagen van het prijsverschil). In het kader van de EPB-eisen voor verwarmingssystemen zal dit binnenkort bovendien verplicht worden.
- Indien er slechts een enkele ketel in werking is, bestaat er een risico op menging van vertrek- met retourwater in de evenwichtsfles (E) wanneer het debiet in de secundaire verwarmingskringen kleiner wordt dan het debiet in de primaire kring (zie § 10.7.2.2). Deze ongewenste situatie wordt hier evenwel opgevangen dankzij de vraggestuurde keteltemperatuur die de mengkranen doorgaans in een vrij ver geopende positie stuurt, waardoor het secundaire debiet relatief groot blijft en de kans op ongewenste mengpunten in de evenwichtsfles verkleint.
- In de evenwichtsfles moet de retouraansluiting naar de condensatieketel zich steeds onder de retouraansluiting naar de niet-condenserende lagetemperatuurketel bevinden.

Hydraulisch schema	Nr. 9	Collectieve installatie (appartementen, kantoren)
--------------------	-------	---



Ketel	Ketel zonder opgelegd waterdebiet, die voorzien is van twee retouransluitingen en gekoppeld is aan verwarmingskringen die werken op verschillende temperaturen.
Kringen	Drie kringen die werken op een verschillende temperatuur, bijvoorbeeld: <ul style="list-style-type: none"> • een vloerverwarmingskring (FH) • een radiatorkring (RH) • een kring voor de warmwaterproductie met opslagtank (WB).
Regeling	<ul style="list-style-type: none"> • De brander (Br) wordt door de regelaar (R) aan- en uitgezet afhankelijk van de watertemperatuur die nodig is voor de in werking zijnde kring met de hoogste werkingstemperatuur. • De pompen (P1 en P2) van de verwarmingskringen (RH en FH) worden door de regelaar (R) aangestuurd volgens de programmering. • De watertemperatuur in de verwarmingskringen (gemeten door de voelers (S1) en (S2)) wordt door de regelaar (R) bepaald op basis van de stooklijnen, afhankelijk van de buitentemperatuur (gemeten door de voeler (ES)) en de ruimtetemperatuur in de betrokken referentieruimten (gemeten door de ruimtevoelers (RS1) en (RS2)), en wordt geregeld door driewegmengkranen (M1, M2). Voor de vloerverwarming (FH) gebeurt dit in combinatie met een bypass met regelkraan (PV). • In de verwarmingskring van de radiatoren (RH) zijn alle radiatoren voorzien van thermostaatkranen (TV), behalve deze die opgesteld zijn in de referentieruimte. Het verschilddrukventiel (DV), dat zich tussen de vertrek- en de retourkring bevindt, gaat open indien de ingestelde differentiële druk overschreden wordt (bv. indien alle radiatorcranken dicht zijn terwijl de pomp in werking is). • De warmtevraag voor de warmwaterproductie met opslagtank (WB) wordt via de voeler (S3) doorgestuurd naar de regelaar (R) en krijgt voorrang op de vraag naar ruimteverwarming. Vervolgens wordt de pomp (P3) in werking gesteld tot de gevraagde boiler temperatuur (gemeten door de voeler (S3)) bereikt is.

Opmerkingen

- De retouransluiting die naar het condenserende deel van de ketel gaat, is afkomstig van de kring met de laagste werkingstemperatuur (in dit geval de vloerverwarming). Deze kring moet minstens 20 % van het nominale debiet krijgen en moet tevens het grootste gedeelte van de tijd in gebruik zijn.
- De tweede retouransluiting gaat naar het niet-condenserende gedeelte van de ketel en sluit aan op de retourleidingen van de twee overige kringen met een hogere werkingstemperatuur (radiatorkring, kring voor de warmwaterproductie).

LINEAIRE DRUKVERLIEZEN EN WATERSNELHEDEN IN LEIDINGEN

A.1 BEPALING VAN DE LINEAIRE DRUKVERLIEZEN IN LEIDINGEN

De bepaling van de lineaire drukverliezen in leidingen kan op nauwkeurige wijze gebeuren aan de hand van een aantal complexe rekenprocedures (zie A.2) die in de praktijk evenwel slechts weinig gebruikt worden.

Meestal wordt het lineaire drukverlies per lengte-eenheid van leidingen (R in Pa/m) rechtstreeks afgelezen in vooraf berekende tabellen en dit, naargelang van de diameter van de leiding (DN of D_i in m of D_e x wanddikte in mm), het waterdebiet (q_m in kg/h) en de watersnelheid (v in m/s).

In de tabellen A.3 tot en met A.7 (pp. 227 tot 231) worden deze lineaire drukverliezen respectievelijk opgegeven voor stalen leidingen, stalen precisiebuizen, koperen leidingen en kunststofleidingen.

Al deze tabellen werden opgesteld met behulp van de formule van *Colebrook-White* (zie A.2) en dit, voor een (gemiddelde) watertemperatuur van 80 °C. Verder werd er bij de berekeningen rekening gehouden met de met deze temperatuur overeenstemmende ρ -, c - en ν -waarden van water uit tabel A.1 (p. 226), evenals met de ruwheid (ε -waarde) van de leidingmaterialen, zoals weergegeven in tabel A.2 (p. 226).

De keuze van de passende buisdiameter dient te gebeuren volgens de criteria uit de tabellen 24 (meest ongunstige kring, p. 102) of 25 (andere kringen, p. 103), waarbij de v_{max} - (maximale watersnelheid) en R_{max} -waarden (maximaal drukverlies per lengte-eenheid) als richtwaarden voor de dimensionering van de verwarmingskringen gehanteerd worden. Om deze keuze te vergemakkelijken, werden er in de tabellen A.3 tot en met A.7 een aantal roodgekleurde zones afgebakend, die het onderscheid tussen de meest ongunstige verwarmingskring en de andere kringen verduidelijken.

A.2 TOELICHTING BIJ DE BEREKENING VAN DE LINEAIRE DRUKVERLIEZEN

Bij de bepaling van de lineaire drukverliezen in leidingen dient men de hierna volgende werkwijze te volgen.

■ STAP 1

Men gaat van start met de bepaling van het waterdebiet in de betrokken leiding (q_m in kg/h) volgens de algemene uitdrukking:

$$q_m = \frac{\sum \Phi \cdot 3600}{c \cdot \Delta \theta}$$

waarbij:

$\sum \Phi$: het totale vermogen dat door de leiding vervoerd wordt (zie § 7.3.2) (in W)

- c: de specifieke warmtecapaciteit van het water (bij de gemiddelde watertemperatuur in ontwerpvoorwaarden; zie tabel A.1, p. 226) (in J/kg.K)
 $\Delta\theta$: het bij het ontwerp aangenomen temperatuurverschil tussen het vertrek- en het retourwater (in K).

■ STAP 2

Vervolgens gaat men over tot de bepaling van de wrijvingscoëfficiënt λ van de leiding (-), die hoofdzakelijk afhankelijk is van de ruwheid ε van het leidingmateriaal (in m; zie tabel A.2, p. 226) en de aard van de stroming (laminair of turbulent). De aard van de stroming wordt gekenmerkt door het getal van *Reynolds* R_e (-), dat gedefinieerd wordt door de volgende formule:

$$R_e = \frac{v \cdot D_i}{\nu}$$

waarbij:

- ν : de kinematische viscositeit van water (zie tabel A.1, p. 226) (in m²/s)
 D_i : de binnendiameter van de leiding (in m)
 v : de watersnelheid (in m/s), bepaald volgens de formule:

$$v = \frac{q_m \cdot 3,54 \cdot 10^{-4}}{\rho \cdot D_i^2}$$

waarin ρ de volumemassa van water voorstelt (zie tabel A.1, p. 226) (in kg/m³).

De wrijvingscoëfficiënt λ kan dan respectievelijk als volgt berekend worden:

- voor de (eerder zeldzame) laminaire stroming ($R_e < 2200$) geldt:

$$\lambda = \frac{64}{R_e}$$

- voor de (courante) turbulente stroming ($R_e > 3200$) geldt:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right] \quad (-).$$

Deze laatste empirische formule (het gaat hier om de formule van *Colebrook-White*) dient op iteratieve wijze opgelost te worden, waarbij men de waarde van λ laat variëren tot beide termen aan elkaar gelijk zijn. Ze kan echter ook vervangen worden door een van de volgende direct oplosbare alternatieven:

- $\lambda = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_i} + \frac{5,74}{R_e^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (-)$ (d.i. de formule van *Swamee-Jain*)

- $\lambda = \frac{1}{\left[1,14 - 2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right) \right]^2} \quad (-).$

NOOT 54

De λ -waarde kan ook grafisch (maar minder nauwkeurig) afgelezen worden op het diagram van *Moody* (zie afbeelding A.1, p. 226) in functie van het getal van *Reynolds* R_e en de relatieve ruwheid van het leidingmateriaal (verhouding ε/D_i).

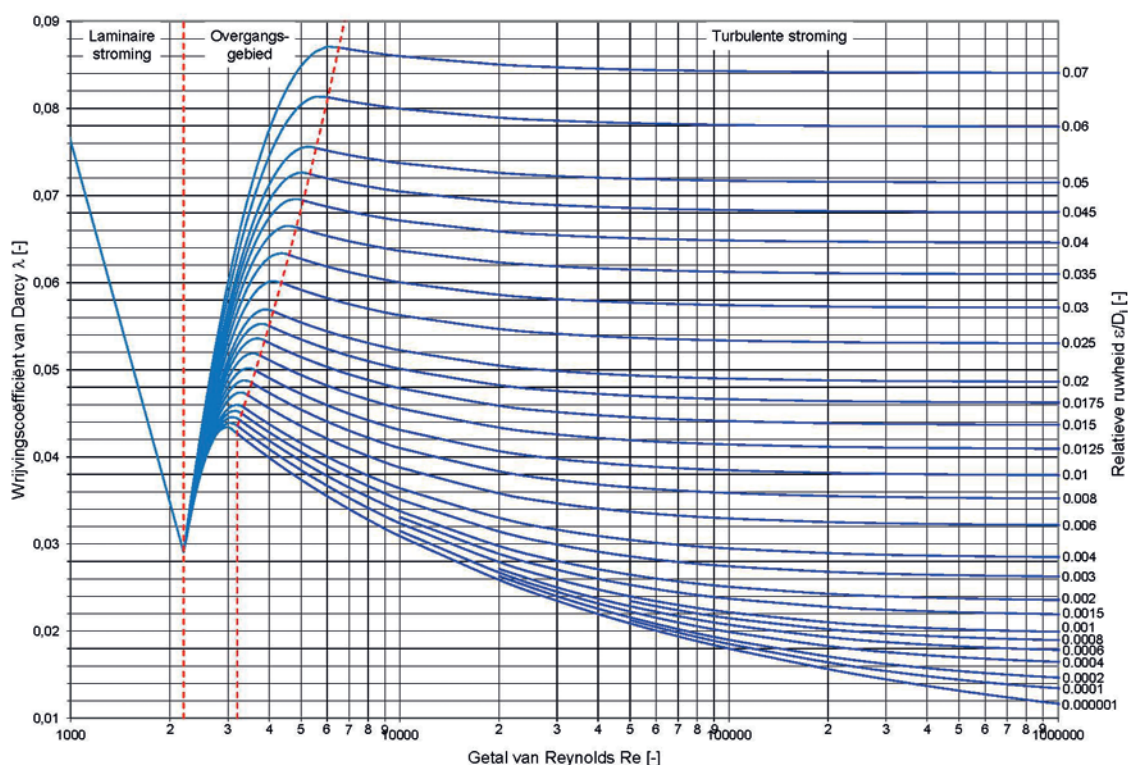
■ STAP 3

Ten slotte gaat men over tot de bepaling van het lineaire drukverlies per lengte-eenheid R (Pa/m) volgens de formule:

$$R = \frac{\lambda \cdot v^2 \cdot \rho}{2 \cdot D_i} \quad (\text{Pa/m}).$$

Het lineaire drukverlies (Δp_L) kan dan uiteindelijk als volgt berekend worden:

$$\Delta p_L = R \cdot L \quad (\text{Pa}).$$



Afb. A.1 Wrijvingscoëfficiënt λ in functie van het getal van Reynolds en de relatieve ruwheid (diagram van Moody).

Tabel A.1 Fysische karakteristieken van water voor temperaturen begrepen tussen 0 en 150 °C [R1].

Water-temperatuur (°C)	Volumemassa ρ (kg/m ³)	Specifieke warmtecapaciteit c (J/kg.K)	Kinematische viscositeit ν (10 ⁻⁶ m ² /s)	Dampdruk p (bar)
0	999,8	4217	1,792	0,00611
10	999,6	4193	1,308	0,01227
20	998,2	4182	1,004	0,02337
30	995,6	4178	0,801	0,04241
40	992,2	4179	0,654	0,07375
50	988,0	4181	0,554	0,12335
60	983,2	4185	0,475	0,1992
70	977,7	4190	0,414	0,3116
80	971,8	4196	0,365	0,4736
90	965,3	4205	0,326	0,7011
100	958,3	4215	0,294	1,0133
110	951,0	4229	0,268	1,4327
120	943,1	4245	0,246	1,9854
130	934,8	4263	0,228	2,7013
140	926,1	4285	0,212	3,614
150	916,9	4310	0,198	4,760

Tabel A.2 Ruwheid van leidingmaterialen [R1].

Materiaal	Stalen buis	Stalen precisiebuis	Koperen buis	Kunststofbuis
Ruwheid ϵ (m)	0,05.10 ⁻³	0,02.10 ⁻³	0,0015.10 ⁻³	0,007.10 ⁻³

Tabel A.3 Lineaire drukverliezen en watersnelheden in stalen leidingen (DN10 tot DN65) voor water op 80 °C. Stalen leidingen overeenkomstig de productnorm NBN EN 10255 [B17].

R (Pa/m)	DN10 - 3/8" D _i = 0,0125 m		DN15 - 1/2" D _i = 0,0160 m		DN20 - 3/4" D _i = 0,0216 m		DN25 - 1" D _i = 0,0272 m		DN32 - 5/4" D _i = 0,0359 m		DN40 - 6/4" D _i = 0,0418 m		DN50 - 2" D _i = 0,0545 m		DN65 - 2,5" D _i = 0,0703 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	9	0,02	17	0,02	40	0,03	75	0,04	160	0,05	243	0,05	501	0,06	966	0,07
2	14	0,03	25	0,04	58	0,05	110	0,05	233	0,07	352	0,07	724	0,09	1403	0,10
3	17	0,04	32	0,05	72	0,06	136	0,07	290	0,08	437	0,09	899	0,11	1746	0,13
4	20	0,05	37	0,05	84	0,07	159	0,08	339	0,10	510	0,11	1048	0,13	2038	0,15
5	22	0,05	42	0,06	95	0,07	180	0,09	382	0,11	575	0,12	1181	0,14	2299	0,17
6	25	0,06	46	0,07	105	0,08	198	0,10	421	0,12	634	0,13	1301	0,16	2536	0,19
7	27	0,06	50	0,07	115	0,09	215	0,11	458	0,13	689	0,14	1413	0,17	2755	0,20
8	29	0,07	54	0,08	123	0,10	232	0,11	492	0,14	740	0,15	1517	0,19	2961	0,22
9	31	0,07	58	0,08	131	0,10	247	0,12	524	0,15	789	0,16	1616	0,20	3155	0,23
10	33	0,08	61	0,09	139	0,11	261	0,13	555	0,16	835	0,17	1709	0,21	3339	0,25
11	34	0,08	65	0,09	146	0,11	275	0,14	584	0,17	878	0,18	1798	0,22	3515	0,26
12	36	0,08	68	0,10	154	0,12	288	0,14	612	0,17	920	0,19	1883	0,23	3684	0,27
13	38	0,09	71	0,10	160	0,13	301	0,15	639	0,18	961	0,20	1966	0,24	3846	0,28
14	39	0,09	74	0,10	167	0,13	313	0,15	665	0,19	1000	0,21	2045	0,25	4003	0,30
15	41	0,09	77	0,11	173	0,14	325	0,16	691	0,20	1037	0,22	2121	0,26	4154	0,31
16	42	0,10	79	0,11	180	0,14	337	0,17	715	0,20	1074	0,22	2196	0,27	4301	0,32
17	43	0,10	82	0,12	186	0,14	348	0,17	739	0,21	1110	0,23	2268	0,28	4444	0,33
18	45	0,10	85	0,12	191	0,15	359	0,18	762	0,22	1144	0,24	2338	0,29	4583	0,34
19	46	0,11	87	0,12	197	0,15	369	0,18	784	0,22	1178	0,25	2406	0,30	4718	0,35
20	47	0,11	90	0,13	203	0,16	380	0,19	806	0,23	1211	0,25	2473	0,30	4850	0,36
22	50	0,12	94	0,13	214	0,17	400	0,20	849	0,24	1274	0,27	2602	0,32	5106	0,38
24	52	0,12	99	0,14	224	0,17	419	0,21	890	0,25	1335	0,28	2726	0,33	5351	0,39
26	55	0,13	104	0,15	234	0,18	437	0,22	929	0,26	1394	0,29	2844	0,35	5587	0,41
28	57	0,13	108	0,15	244	0,19	455	0,22	967	0,27	1450	0,30	2959	0,36	5814	0,43
30	59	0,14	112	0,16	253	0,20	472	0,23	1003	0,28	1505	0,31	3070	0,38	6035	0,44
32	61	0,14	116	0,17	262	0,20	489	0,24	1039	0,29	1558	0,32	3178	0,39	6248	0,46
34	63	0,15	120	0,17	271	0,21	505	0,25	1073	0,30	1610	0,34	3282	0,40	6455	0,48
36	65	0,15	124	0,18	279	0,22	521	0,26	1107	0,31	1660	0,35	3383	0,42	6657	0,49
38	67	0,16	127	0,18	288	0,22	537	0,26	1140	0,32	1709	0,36	3482	0,43	6854	0,51
40	69	0,16	131	0,19	296	0,23	552	0,27	1172	0,33	1756	0,37	3579	0,44	7046	0,52
45	73	0,17	140	0,20	315	0,25	588	0,29	1248	0,35	1871	0,39	3811	0,47	7508	0,55
50	77	0,18	148	0,21	334	0,26	622	0,31	1321	0,37	1980	0,41	4031	0,49	7946	0,59
55	82	0,19	156	0,22	352	0,27	655	0,32	1391	0,39	2084	0,43	4241	0,52	8365	0,62
60	85	0,20	164	0,23	369	0,29	686	0,34	1458	0,41	2183	0,46	4443	0,54	8766	0,65
65	89	0,21	171	0,24	385	0,30	717	0,35	1522	0,43	2279	0,48	4637	0,57	9152	0,67
70	93	0,22	178	0,25	401	0,31	746	0,37	1584	0,45	2371	0,49	4823	0,59	9525	0,70
75	96	0,22	185	0,26	416	0,33	774	0,38	1644	0,46	2461	0,51	5004	0,61	9886	0,73
80	100	0,23	192	0,27	431	0,34	802	0,39	1702	0,48	2548	0,53	5179	0,64	10235	0,75
85	103	0,24	198	0,28	446	0,35	828	0,41	1759	0,50	2632	0,55	5350	0,66	10575	0,78
90	106	0,25	204	0,29	460	0,36	854	0,42	1814	0,51	2714	0,57	5515	0,68	10906	0,80
95	109	0,26	210	0,30	474	0,37	879	0,43	1868	0,53	2794	0,58	5676	0,70	11228	0,83
100	112	0,26	216	0,31	487	0,38	904	0,45	1920	0,54	2872	0,60	5834	0,72	11543	0,85
110	118	0,28	228	0,32	513	0,40	952	0,47	2021	0,57	3022	0,63	6138	0,75	12151	0,90
120	124	0,29	239	0,34	538	0,42	998	0,49	2118	0,60	3167	0,66	6430	0,79	12734	0,94
130	129	0,30	250	0,36	562	0,44	1042	0,51	2212	0,63	3306	0,69	6710	0,82	13295	0,98
140	135	0,31	260	0,37	585	0,46	1084	0,53	2302	0,65	3440	0,72	6980	0,86	13837	1,02
150	140	0,33	270	0,38	607	0,47	1125	0,55	2389	0,68	3570	0,74	7242	0,89	14361	1,06
160	145	0,34	280	0,40	629	0,49	1165	0,57	2474	0,70	3696	0,77	7496	0,92	14869	1,10
170	150	0,35	289	0,41	650	0,51	1204	0,59	2556	0,72	3818	0,80	7742	0,95	15362	1,13
180	154	0,36	299	0,43	671	0,52	1241	0,61	2636	0,75	3937	0,82	7981	0,98	15843	1,17
190	159	0,37	308	0,44	691	0,54	1278	0,63	2714	0,77	4053	0,85	8215	1,01	16311	1,20
200	163	0,38	316	0,45	710	0,55	1314	0,65	2790	0,79	4166	0,87	8443	1,04	16768	1,24
220	172	0,40	333	0,47	748	0,58	1383	0,68	2937	0,83	4384	0,91	8883	1,09	17651	1,30
240	180	0,42	350	0,50	784	0,61	1450	0,71	3078	0,87	4594	0,96	9305	1,14	18498	1,36
260	188	0,44	365	0,52	819	0,64	1514	0,75	3213	0,91	4796	1,00	9710	1,19	19313	1,42
280	196	0,46	380	0,54	853	0,67	1575	0,78	3344	0,95	4990	1,04	10102	1,24	20100	1,48
300	203	0,47	395	0,56	886	0,69	1635	0,81	3471	0,98	5178	1,08	10480	1,29	20861	1,54
325	212	0,49	413	0,59	925	0,72	1707	0,84	3624	1,02	5406	1,13	10937	1,34	21780	1,61
350	221	0,51	430	0,61	963	0,75	1777	0,88	3772	1,07	5625	1,17	11378	1,40	22667	1,67
375	229	0,53	446	0,64	1000	0,78	1844	0,91	3915	1,11	5837	1,22	11805	1,45	23526	1,73
400	237	0,55	462	0,66	1036	0,81	1910	0,94	4053	1,15	6043	1,26	12218	1,50	24358	1,80
425	245	0,57	478	0,68	1071	0,84	1973	0,97	4188	1,18	6243	1,30	12619	1,55	25166	1,86
450	252	0,59	493	0,70	1104	0,86	2035	1,00	4319	1,22	6437	1,34	13010	1,60	25953	1,91
475	260	0,61	508	0,72	1137	0,89	2095	1,03	4447	1,26	6627	1,38	13390	1,64	26720	1,97
500	267	0,62	523	0,74	1170	0,91	2154	1,06	4571	1,29	6812	1,42	13762	1,69	27469	2,03
550	281	0,66	551	0,78	1232	0,96	2267	1,12	4812	1,36	7169	1,49	14479	1,78	28916	2,13
600	295	0,69	577	0,82	1292	1,01	2376	1,17	5043	1,43	7512	1,57	15167	1,86	30304	2,23
650	308	0,72	603	0,86	1349	1,05	2481	1,22	5266	1,49	7842	1,64	15828	1,94	31639	2,33
700	320	0,75	628	0,89	1405	1,10	2582	1,27	5480	1,55	8160	1,70	16466	2,02	32928	2,43
750	332	0,77	652	0,93	1459	1,14	2680	1,32	5688	1,61	8468	1,77	17083	2,10	34175	2,52
800	344	0,80	676	0,96	1511	1,18	2775	1,37	5889	1,66	8766	1,83	17681	2,17	35384	2,61
850	355	0,83	699	0,99	1561	1,22	2867	1,41	6085	1,72	9056	1,89	18262	2,24	36558	2,70
900	366	0,85	721	1,03	1611	1,26	2957	1,46	6275	1,77	9338	1,95	18827	2,31	37701	2,78
950	377	0,88	743	1,06	1659	1,30	3045	1,50	6461	1,83	9613	2,00	19378	2,38	38816	2,86
1000	388	0,90	764	1,09	1706	1,33	3130	1,54	6642	1,88	9881	2,06	19916	2,44	39903	2,94
1100	408	0,95	805	1,15	1797	1,40	3295	1,62	6992	1,98	10400	2,17	20954	2,57	42005	3,10
1200	428	1,00	844	1,20	1884	1,47	3453	1,70	7328	2,07	10897</					

Tabel A.4 Lineaire drukverliezen en waterdebieten in stalen leidingen (DN80 tot DN300) voor water op 80 °C. Stalen leidingen overeenkomstig de productnorm NBN EN 10255 [B17].

R (Pa/m)	DN80 - 3" D _i = 0,0825 m		DN100 - 4" D _i = 0,1071 m		DN125 - 5" D _i = 0,1317 m		DN150 - 6" D _i = 0,1593 m		DN200 D _i = 0,2065 m		DN250 D _i = 0,2604 m		DN300 D _i = 0,3097 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	1498	0,08	2986	0,09	5191	0,11	8670	0,12	17206	0,15	33374	0,18	51431	0,20
2	2171	0,12	4331	0,14	7525	0,16	12544	0,18	24726	0,21	47857	0,26	73643	0,28
3	2697	0,14	5384	0,17	9351	0,20	15571	0,22	30568	0,26	59089	0,32	90850	0,35
4	3145	0,17	6283	0,20	10910	0,23	18151	0,26	35532	0,30	68624	0,37	105446	0,40
5	3544	0,19	7082	0,22	12296	0,26	20444	0,29	39932	0,34	77067	0,41	118364	0,45
6	3908	0,21	7810	0,25	13557	0,28	22530	0,32	43928	0,38	84731	0,46	130085	0,49
7	4244	0,23	8484	0,27	14725	0,31	24460	0,35	47617	0,41	91803	0,49	140896	0,54
8	4558	0,24	9114	0,29	15817	0,33	26264	0,38	51062	0,44	98404	0,53	150984	0,57
9	4854	0,26	9709	0,31	16847	0,35	27966	0,40	54307	0,46	104619	0,56	160481	0,61
10	5136	0,27	10273	0,33	17826	0,37	29581	0,42	57384	0,49	110511	0,59	169481	0,64
11	5405	0,29	10812	0,34	18760	0,39	31123	0,45	60318	0,52	116126	0,62	178057	0,68
12	5662	0,30	11329	0,36	19655	0,41	32600	0,47	63127	0,54	121500	0,65	186264	0,71
13	5910	0,32	11827	0,38	20516	0,43	34021	0,49	65826	0,56	126664	0,68	194147	0,74
14	6149	0,33	12306	0,39	21347	0,45	35392	0,51	68428	0,58	131641	0,71	201744	0,77
15	6381	0,34	12771	0,41	22151	0,47	36718	0,53	70943	0,61	136449	0,73	209082	0,79
16	6605	0,35	13221	0,42	22931	0,48	38003	0,55	73379	0,63	141106	0,76	216189	0,82
17	6823	0,37	13658	0,43	23688	0,50	39251	0,56	75744	0,65	145625	0,78	223084	0,85
18	7034	0,38	14083	0,45	24424	0,51	40465	0,58	78043	0,67	150018	0,81	229787	0,87
19	7241	0,39	14498	0,46	25142	0,53	41648	0,60	80282	0,69	154296	0,83	236312	0,90
20	7442	0,40	14903	0,47	25843	0,54	42803	0,61	82465	0,70	158467	0,85	242674	0,92
22	7832	0,42	15685	0,50	27197	0,57	45033	0,65	86681	0,74	166518	0,89	254953	0,97
24	8205	0,44	16435	0,52	28495	0,60	47171	0,68	90717	0,78	174225	0,94	266704	1,01
26	8564	0,46	17156	0,54	29744	0,62	49227	0,71	94597	0,81	181630	0,98	277992	1,06
28	8911	0,48	17852	0,57	30948	0,65	51211	0,74	98336	0,84	188766	1,01	288869	1,10
30	9246	0,49	18525	0,59	32114	0,67	53129	0,76	101950	0,87	195661	1,05	299377	1,14
32	9571	0,51	19178	0,61	33244	0,70	54989	0,79	105451	0,90	202339	1,09	309553	1,18
34	9886	0,53	19813	0,63	34341	0,72	56794	0,82	108848	0,93	208819	1,12	319426	1,21
36	10193	0,55	20430	0,65	35409	0,74	58551	0,84	112152	0,96	215118	1,16	329023	1,25
38	10493	0,56	21031	0,67	36450	0,77	60263	0,87	115370	0,99	221252	1,19	338366	1,29
40	10785	0,58	21618	0,69	37466	0,79	61934	0,89	118507	1,01	227233	1,22	347475	1,32
45	11486	0,61	23029	0,73	39907	0,84	65947	0,95	126039	1,08	241585	1,30	369331	1,40
50	12153	0,65	24369	0,77	42224	0,89	69756	1,00	133180	1,14	255190	1,37	390043	1,48
55	12789	0,68	25647	0,81	44437	0,93	73391	1,05	139989	1,20	268156	1,44	409779	1,56
60	13398	0,72	26873	0,85	46557	0,98	76875	1,10	146508	1,25	280568	1,51	428667	1,63
65	13984	0,75	28053	0,89	48598	1,02	80226	1,15	152773	1,31	292492	1,57	446811	1,70
70	14550	0,78	29191	0,93	50566	1,06	83459	1,20	158812	1,36	303983	1,63	464293	1,76
75	15097	0,81	30292	0,96	52470	1,10	86585	1,24	164648	1,41	315087	1,69	481182	1,83
80	15628	0,84	31360	1,00	54317	1,14	89615	1,29	170302	1,46	325840	1,75	497537	1,89
85	16143	0,86	32397	1,03	56110	1,18	92559	1,33	175790	1,50	336276	1,81	513406	1,95
90	16645	0,89	33406	1,06	57855	1,22	95422	1,37	181125	1,55	346421	1,86	528831	2,01
95	17133	0,92	34390	1,09	59556	1,25	98212	1,41	186321	1,59	356299	1,91	543848	2,07
100	17610	0,94	35350	1,12	61215	1,29	100934	1,45	191388	1,64	365930	1,97	558489	2,12
110	18532	0,99	37205	1,18	64422	1,35	106194	1,52	201173	1,72	384522	2,07	586748	2,23
120	19415	1,04	38983	1,24	67497	1,42	111235	1,60	210541	1,80	402320	2,16	613793	2,33
130	20264	1,08	40694	1,29	70455	1,48	116084	1,67	219544	1,88	419418	2,25	639771	2,43
140	21084	1,13	42345	1,35	73309	1,54	120761	1,73	228223	1,95	435896	2,34	664803	2,53
150	21877	1,17	43943	1,40	76069	1,60	125285	1,80	236610	2,02	451818	2,43	688987	2,62
160	22646	1,21	45491	1,44	78746	1,65	129669	1,86	244735	2,09	467239	2,51	712405	2,71
170	23393	1,25	46996	1,49	81346	1,71	133928	1,92	252620	2,16	482203	2,59	735127	2,79
180	24119	1,29	48460	1,54	83876	1,76	138071	1,98	260288	2,22	496750	2,67	757213	2,88
190	24827	1,33	49886	1,58	86341	1,81	142108	2,04	267755	2,29	510914	2,75	778716	2,96
200	25518	1,37	51279	1,63	88747	1,86	146047	2,10	275037	2,35	524725	2,82	799679	3,04
220	26854	1,44	53970	1,71	93397	1,96	153658	2,21	289098	2,47	551385	2,96	840142	3,19
240	28134	1,51	56550	1,80	97854	2,06	160953	2,31	302561	2,59	576906	3,10	878867	3,34
260	29365	1,57	59032	1,88	102142	2,15	167968	2,41	315499	2,70	601425	3,23	916065	3,48
280	30553	1,64	61427	1,95	106280	2,23	174736	2,51	327970	2,80	625053	3,36	951907	3,62
300	31702	1,70	63744	2,02	110282	2,32	181281	2,60	340023	2,91	647885	3,48	986534	3,75
325	33089	1,77	66542	2,11	115115	2,42	189183	2,72	354563	3,03	675420	3,63	1028289	3,91
350	34428	1,84	69242	2,20	119778	2,52	196805	2,83	368578	3,15	701956	3,77	1068522	4,06
375	35723	1,91	71854	2,28	124289	2,61	204178	2,93	382124	3,26	727596	3,91	1107392	4,21
400	36978	1,98	74386	2,36	128662	2,70	211324	3,03	395245	3,38	752428	4,04	1145031	4,35
425	38197	2,04	76846	2,44	132910	2,79	218264	3,13	407981	3,49	776526	4,17	1181552	4,49
450	39384	2,11	79240	2,52	137043	2,88	225016	3,23	420364	3,59	799952	4,30	1217051	4,62
475	40540	2,17	81573	2,59	141071	2,96	231595	3,33	432423	3,69	822762	4,42	1251611	4,75
500	41668	2,23	83850	2,66	145002	3,05	238014	3,42	444183	3,80	845002	4,54	1285305	4,88
550	43848	2,35	88250	2,80	152600	3,21	250418	3,60	466891	3,99	887936	4,77	1350340	5,13
600	45938	2,46	92469	2,94	159883	3,36	262306	3,77	488634	4,18	929034	4,99	1412582	5,37
650	47949	2,57	96528	3,07	166889	3,51	273739	3,93	509529	4,35	968518	5,20	1472369	5,59
700	49888	2,67	100444	3,19	173649	3,65	284769	4,09	529670	4,53	1006569	5,41	1529977	5,81
750	51765	2,77	104233	3,31	180189	3,79	295436	4,24	549135	4,69	1043336	5,61	1585633	6,02
800	53584	2,87	107906	3,43	186529	3,92	305776	4,39	567992	4,85	1078944	5,80	1639527	6,23
850	55351	2,96	111475	3,54	192687	4,05	315818	4,53	586294	5,01	1113499	5,98	1691820	6,43
900	57070	3,06	114947	3,65	198680	4,17	325588	4,67	604089	5,16	1147091	6,16	1742650	6,62
950	58745	3,14	118332	3,76	204520	4,30	335108	4,81	621419	5,31	1179798	6,34	1792135	6,81
1000	60380	3,23	121634	3,86	210219	4,42	344396	4,94	638319	5,45	1211690	6,51	1840380	6,99
1100	63540	3,40	128018	4,07	221233	4,65	362344	5,20	670951	5,73	1273255	6,84	1933502	7,34
1200	66568	3,56	134138	4,26	231791	4,87	379545	5,45	702197	6,00	1332187	7,16	2022623	7,68
1300	69481	3,72	140025	4,45	241949	5,08	396089	5,69	732224	6,26	1388805	7,46	2108230	8,01
1400	72292	3,87	145706	4,63	251749	5,29	412048	5,92	761168	6,50	1443368	7,76	2190717	8,32
1500														

Tabel A.5 Lineaire drukverliezen en watersnelheden in stalen precisiebuizen voor water op 80 °C. Precisiebuizen overeenkomstig de productnormen NBN EN 10305-1 [B18] en NBN EN 10305-2 [B19].

R (Pa/m)	12 x 1 D _i = 0,010 m		15 x 1 D _i = 0,013 m		16 x 1 D _i = 0,014 m		18 x 1 D _i = 0,016 m		22 x 1,5 D _i = 0,019 m		28 x 1,5 D _i = 0,025 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	5	0,02	10	0,02	12	0,02	18	0,03	29	0,03	61	0,04
2	7	0,03	14	0,03	18	0,03	27	0,04	42	0,04	89	0,05
3	9	0,03	18	0,04	23	0,04	34	0,05	53	0,05	111	0,06
4	11	0,04	21	0,05	27	0,05	40	0,06	62	0,06	130	0,08
5	12	0,04	24	0,05	30	0,06	45	0,06	70	0,07	147	0,09
6	13	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	77	0,08	162	0,09
7	15	0,05	29	0,06	36	0,07	54	0,08	84	0,09	176	0,10
8	16	0,06	31	0,07	39	0,07	58	0,08	91	0,09	190	0,11
9	17	0,06	33	0,07	42	0,08	62	0,09	97	0,10	203	0,12
10	18	0,06	35	0,08	44	0,08	65	0,09	103	0,10	215	0,13
11	19	0,07	37	0,08	47	0,09	69	0,10	108	0,11	226	0,13
12	20	0,07	39	0,08	49	0,09	72	0,10	114	0,11	237	0,14
13	21	0,07	41	0,09	51	0,10	75	0,11	119	0,12	248	0,14
14	21	0,08	43	0,09	54	0,10	79	0,11	124	0,12	258	0,15
15	22	0,08	45	0,10	56	0,10	82	0,12	128	0,13	268	0,16
16	23	0,08	46	0,10	58	0,11	85	0,12	133	0,13	278	0,16
17	24	0,09	48	0,10	60	0,11	87	0,12	138	0,14	287	0,17
18	25	0,09	49	0,11	62	0,11	90	0,13	142	0,14	296	0,17
19	25	0,09	51	0,11	63	0,12	93	0,13	146	0,15	305	0,18
20	26	0,10	52	0,11	65	0,12	96	0,14	151	0,15	314	0,18
22	27	0,10	55	0,12	69	0,13	101	0,14	159	0,16	331	0,19
24	29	0,11	58	0,13	72	0,13	106	0,15	166	0,17	347	0,20
26	30	0,11	61	0,13	76	0,14	110	0,16	174	0,18	363	0,21
28	31	0,11	63	0,14	79	0,15	115	0,16	181	0,18	378	0,22
30	33	0,12	66	0,14	82	0,15	119	0,17	188	0,19	393	0,23
32	34	0,12	68	0,15	85	0,16	124	0,18	195	0,20	407	0,24
34	35	0,13	71	0,15	88	0,16	128	0,18	202	0,20	420	0,25
36	36	0,13	73	0,16	91	0,17	132	0,19	208	0,21	434	0,25
38	37	0,14	75	0,16	93	0,17	136	0,19	214	0,22	447	0,26
40	38	0,14	77	0,17	96	0,18	140	0,20	221	0,22	460	0,27
45	41	0,15	83	0,18	102	0,19	149	0,21	235	0,24	490	0,29
50	43	0,16	88	0,19	109	0,20	158	0,22	250	0,25	520	0,30
55	46	0,17	93	0,20	115	0,21	166	0,24	263	0,27	548	0,32
60	48	0,17	97	0,21	120	0,22	174	0,25	276	0,28	574	0,33
65	50	0,18	102	0,22	126	0,23	182	0,26	288	0,29	600	0,35
70	52	0,19	106	0,23	131	0,24	190	0,27	300	0,30	625	0,36
75	54	0,20	110	0,24	136	0,25	197	0,28	312	0,31	649	0,38
80	56	0,21	115	0,25	141	0,26	204	0,29	323	0,33	673	0,39
85	58	0,21	118	0,26	146	0,27	211	0,30	334	0,34	695	0,41
90	60	0,22	122	0,26	151	0,28	218	0,31	345	0,35	718	0,42
95	62	0,23	126	0,27	155	0,29	224	0,32	356	0,36	739	0,43
100	64	0,23	130	0,28	160	0,30	231	0,33	366	0,37	760	0,44
110	67	0,24	137	0,30	168	0,31	243	0,35	386	0,39	801	0,47
120	71	0,26	144	0,31	177	0,33	255	0,36	405	0,41	841	0,49
130	74	0,27	151	0,32	185	0,34	266	0,38	423	0,43	878	0,51
140	77	0,28	157	0,34	193	0,36	277	0,39	440	0,44	915	0,53
150	80	0,29	163	0,35	200	0,37	288	0,41	458	0,46	950	0,55
160	83	0,30	169	0,36	207	0,39	299	0,42	474	0,48	984	0,57
170	86	0,31	175	0,38	215	0,40	309	0,44	490	0,49	1018	0,59
180	88	0,32	181	0,39	221	0,41	318	0,45	506	0,51	1050	0,61
190	91	0,33	186	0,40	228	0,42	328	0,47	521	0,53	1082	0,63
200	94	0,34	192	0,41	235	0,44	337	0,48	536	0,54	1113	0,65
220	99	0,36	203	0,44	248	0,46	355	0,51	565	0,57	1173	0,68
240	104	0,38	213	0,46	260	0,48	373	0,53	593	0,60	1230	0,72
260	108	0,39	223	0,48	272	0,51	390	0,55	620	0,63	1285	0,75
280	113	0,41	232	0,50	283	0,53	406	0,58	646	0,65	1339	0,78
300	117	0,43	241	0,52	294	0,55	421	0,60	671	0,68	1390	0,81
325	123	0,45	252	0,54	308	0,57	440	0,63	701	0,71	1453	0,85
350	128	0,47	263	0,57	320	0,60	458	0,65	730	0,74	1513	0,88
375	133	0,48	274	0,59	333	0,62	476	0,68	759	0,77	1572	0,92
400	138	0,50	284	0,61	345	0,64	493	0,70	786	0,79	1628	0,95
425	142	0,52	294	0,63	357	0,66	510	0,73	813	0,82	1684	0,98
450	147	0,54	303	0,65	369	0,69	526	0,75	839	0,85	1737	1,01
475	151	0,55	313	0,67	380	0,71	542	0,77	864	0,87	1790	1,04
500	156	0,57	322	0,69	391	0,73	557	0,79	889	0,90	1841	1,07
550	164	0,60	340	0,73	412	0,77	587	0,84	937	0,95	1940	1,13
600	172	0,63	357	0,77	432	0,80	616	0,88	983	0,99	2035	1,19
650	180	0,66	373	0,80	452	0,84	644	0,92	1028	1,04	2126	1,24
700	188	0,68	389	0,84	471	0,88	670	0,95	1070	1,08	2215	1,29
750	195	0,71	404	0,87	490	0,91	696	0,99	1112	1,12	2300	1,34
800	202	0,74	419	0,90	507	0,94	721	1,03	1152	1,16	2383	1,39
850	209	0,76	434	0,94	525	0,98	746	1,06	1192	1,20	2464	1,44
900	216	0,79	448	0,97	542	1,01	769	1,09	1230	1,24	2542	1,48
950	222	0,81	462	1,00	558	1,04	792	1,13	1267	1,28	2619	1,53
1000	229	0,83	476	1,03	575	1,07	815	1,16	1303	1,32	2694	1,57
1100	241	0,88	502	1,08	606	1,13	859	1,22	1374	1,39	2839	1,65
1200	253	0,92	527	1,14	636	1,18	901	1,28	1441	1,45	2978	1,74
1300	265	0,96	551	1,19	665	1,24	941	1,34	1506	1,52	3111	1,81
1400	276	1,01	575	1,24	693	1,29	980	1,39	1569	1,58	3241	1,89
1500	287	1,04	598	1,29	720	1,34	1018	1,45	1630	1,65	3366	1,96

Tabel A.6 Lineaire drukverliezen en watersnelheden in koperen leidingen voor water op 80 °C. Koperen leidingen overeenkomstig de productnormen NBN EN 1057 [B12] (naakte buizen) en NBN EN 13349 [B24] (buizen met kunststofmantel).

R (Pa/m)	12 x 1 D _i = 0,010 m		14 x 1 D _i = 0,012 m		15 x 1 D _i = 0,013 m		16 x 1 D _i = 0,014 m		18 x 1 D _i = 0,016 m		20 x 1 D _i = 0,018 m		22 x 1 D _i = 0,020 m		28 x 1 D _i = 0,026 m		35 x 1,5 D _i = 0,032 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	5	0,02	8	0,02	9	0,02	12	0,02	18	0,03	24	0,03	32	0,03	66	0,04	119	0,04
2	7	0,03	11	0,03	14	0,03	18	0,03	26	0,04	36	0,04	48	0,04	98	0,05	175	0,06
3	9	0,03	14	0,04	18	0,04	22	0,04	33	0,05	45	0,05	60	0,06	123	0,07	220	0,08
4	11	0,04	17	0,04	21	0,05	26	0,05	39	0,06	53	0,06	71	0,06	145	0,08	259	0,09
5	12	0,04	19	0,05	24	0,05	30	0,06	44	0,06	60	0,07	81	0,07	164	0,09	293	0,10
6	13	0,05	22	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	67	0,08	89	0,08	182	0,10	325	0,12
7	15	0,05	24	0,06	29	0,06	36	0,07	53	0,08	73	0,08	98	0,09	199	0,11	354	0,13
8	16	0,06	25	0,06	32	0,07	39	0,07	57	0,08	79	0,09	105	0,10	214	0,12	382	0,14
9	17	0,06	27	0,07	34	0,07	42	0,08	61	0,09	84	0,09	113	0,10	229	0,12	408	0,15
10	18	0,06	29	0,07	36	0,08	45	0,08	65	0,09	89	0,10	119	0,11	243	0,13	433	0,15
11	19	0,07	31	0,08	38	0,08	47	0,09	69	0,10	94	0,11	126	0,11	256	0,14	457	0,16
12	20	0,07	32	0,08	40	0,09	50	0,09	72	0,10	99	0,11	132	0,12	269	0,15	479	0,17
13	21	0,08	34	0,09	42	0,09	52	0,10	76	0,11	104	0,12	139	0,13	282	0,15	501	0,18
14	22	0,08	35	0,09	44	0,09	54	0,10	79	0,11	108	0,12	144	0,13	294	0,16	523	0,19
15	22	0,08	37	0,09	45	0,10	56	0,10	82	0,12	113	0,13	150	0,14	305	0,16	543	0,19
16	23	0,09	38	0,10	47	0,10	58	0,11	85	0,12	117	0,13	156	0,14	317	0,17	563	0,20
17	24	0,09	39	0,10	49	0,11	60	0,11	88	0,13	121	0,14	161	0,15	328	0,18	583	0,21
18	25	0,09	41	0,10	50	0,11	62	0,12	91	0,13	125	0,14	167	0,15	339	0,18	602	0,21
19	26	0,09	42	0,11	52	0,11	64	0,12	94	0,13	129	0,14	172	0,16	349	0,19	620	0,22
20	27	0,10	43	0,11	54	0,12	66	0,12	97	0,14	133	0,15	177	0,16	359	0,19	639	0,23
22	28	0,10	46	0,12	57	0,12	70	0,13	102	0,15	140	0,16	187	0,17	379	0,20	674	0,24
24	29	0,11	48	0,12	60	0,13	74	0,14	107	0,15	147	0,17	196	0,18	398	0,21	707	0,25
26	31	0,11	50	0,13	62	0,13	77	0,14	112	0,16	154	0,17	205	0,19	417	0,22	740	0,26
28	32	0,12	52	0,13	65	0,14	80	0,15	117	0,17	160	0,18	214	0,19	435	0,23	771	0,27
30	33	0,12	54	0,14	68	0,15	84	0,16	122	0,17	167	0,19	222	0,20	452	0,24	802	0,29
32	35	0,13	57	0,14	70	0,15	87	0,16	126	0,18	173	0,19	231	0,21	469	0,25	831	0,30
34	36	0,13	59	0,15	73	0,16	90	0,17	130	0,19	179	0,20	239	0,22	485	0,26	860	0,31
36	37	0,14	60	0,15	75	0,16	93	0,17	135	0,19	185	0,21	246	0,22	501	0,27	888	0,32
38	38	0,14	62	0,16	78	0,17	96	0,18	139	0,20	191	0,21	254	0,23	516	0,28	915	0,33
40	39	0,14	64	0,16	80	0,17	99	0,18	143	0,20	196	0,22	262	0,24	532	0,29	942	0,34
45	42	0,15	69	0,17	86	0,18	106	0,20	153	0,22	210	0,24	280	0,25	568	0,31	1006	0,36
50	45	0,16	73	0,18	91	0,20	112	0,21	162	0,23	223	0,25	297	0,27	603	0,32	1068	0,38
55	47	0,17	77	0,20	96	0,21	118	0,22	171	0,24	235	0,26	313	0,29	636	0,34	1126	0,40
60	50	0,18	81	0,21	101	0,22	124	0,23	180	0,26	247	0,28	329	0,30	668	0,36	1183	0,42
65	52	0,19	85	0,22	106	0,23	130	0,24	188	0,27	259	0,29	344	0,31	699	0,38	1237	0,44
70	54	0,20	89	0,22	110	0,24	136	0,25	196	0,28	270	0,30	359	0,33	729	0,39	1290	0,46
75	57	0,21	92	0,23	115	0,25	141	0,26	204	0,29	281	0,32	373	0,34	758	0,41	1340	0,48
80	59	0,21	96	0,24	119	0,26	147	0,27	212	0,30	291	0,33	387	0,35	786	0,42	1390	0,49
85	61	0,22	99	0,25	124	0,27	152	0,28	219	0,31	301	0,34	401	0,36	814	0,44	1438	0,51
90	63	0,23	103	0,26	128	0,28	157	0,29	226	0,32	311	0,35	414	0,38	840	0,45	1485	0,53
95	65	0,24	106	0,27	132	0,28	162	0,30	234	0,33	321	0,36	427	0,39	867	0,47	1531	0,54
100	67	0,24	109	0,28	136	0,29	167	0,31	240	0,34	330	0,37	439	0,40	892	0,48	1575	0,56
110	71	0,26	115	0,29	143	0,31	176	0,33	254	0,36	349	0,39	463	0,42	941	0,51	1662	0,59
120	74	0,27	121	0,31	151	0,33	185	0,34	267	0,38	366	0,41	487	0,44	989	0,53	1745	0,62
130	78	0,28	127	0,32	158	0,34	194	0,36	279	0,40	383	0,43	509	0,46	1035	0,56	1825	0,65
140	81	0,30	132	0,33	165	0,36	202	0,38	291	0,41	400	0,45	531	0,48	1079	0,58	1903	0,68
150	84	0,31	138	0,35	172	0,37	210	0,39	303	0,43	416	0,47	552	0,50	1122	0,60	1978	0,70
160	87	0,32	143	0,36	178	0,38	218	0,41	314	0,45	431	0,49	573	0,52	1163	0,63	2051	0,73
170	91	0,33	148	0,37	184	0,40	226	0,42	325	0,46	446	0,50	593	0,54	1204	0,65	2122	0,75
180	94	0,34	153	0,39	191	0,41	233	0,43	335	0,48	461	0,52	612	0,56	1243	0,67	2191	0,78
190	96	0,35	158	0,40	197	0,42	241	0,45	346	0,49	475	0,53	631	0,57	1282	0,69	2258	0,80
200	99	0,36	163	0,41	203	0,44	248	0,46	356	0,51	490	0,55	650	0,59	1320	0,71	2324	0,83
220	105	0,38	172	0,43	214	0,46	262	0,49	376	0,53	517	0,58	686	0,62	1393	0,75	2452	0,87
240	110	0,40	181	0,46	225	0,49	275	0,51	395	0,56	543	0,61	720	0,66	1463	0,79	2574	0,92
260	115	0,42	189	0,48	236	0,51	288	0,54	413	0,59	568	0,64	754	0,69	1530	0,82	2693	0,96
280	121	0,44	197	0,50	246	0,53	300	0,56	431	0,61	592	0,67	786	0,72	1596	0,86	2807	1,00
300	125	0,46	205	0,52	256	0,55	312	0,58	448	0,64	616	0,69	817	0,74	1659	0,89	2918	1,04
325	131	0,48	215	0,54	268	0,58	327	0,61	469	0,67	645	0,73	855	0,78	1736	0,94	3052	1,09
350	137	0,50	224	0,57	280	0,60	341	0,63	489	0,70	672	0,76	892	0,81	1810	0,98	3181	1,13
375	142	0,52	234	0,59	291	0,63	355	0,66	508	0,72	699	0,79	927	0,84	1882	1,01	3307	1,18
400	148	0,54	242	0,61	302	0,65	368	0,68	527	0,75	725	0,82	961	0,88	1952	1,05	3429	1,22
425	153	0,56	251	0,64	313	0,67	381	0,71	546	0,78	751	0,84	995	0,91	2020	1,09	3547	1,26
450	158	0,58	259	0,66	324	0,70	394	0,73	564	0,80	776	0,87	1028	0,94	2087	1,12	3663	1,30
475	163	0,59	268	0,68	334	0,72	406	0,76	581	0,83	800	0,90	1060	0,97	2151	1,16	3776	1,34
500	168	0,61	276	0,70	344	0,74	419	0,78	599	0,85	823	0,93	1091	0,99	2215	1,19	3886	1,38
550	177	0,65	291	0,74	363	0,78	442	0,82	632	0,90	869	0,98	1151	1,05	2337	1,26	4100	1,46
600	187	0,68	306	0,77	382	0,82	465	0,86	664	0,94	913	1,03	1209	1,10	2455	1,32	4305	1,53
650	195	0,71	321	0,81	400	0,86	486	0,90	694	0,99	955	1,07	1265	1,15	2568	1,38	4502	1,60
700	204	0,74	335	0,85	418	0,90	507	0,94	724	1,03	996	1,12	1319	1,20	2678	1,44	4693	1,67
750	212	0,77	348	0,88	435	0,94	528	0,98	753	1,07	1036	1,17	1372	1,25	2785	1,50	4879	1,74
800	220	0,80	362	0,91	451	0,97	548	1,02	781	1,11	1075	1,21	1423	1,30	2888	1,56	5059	1,80
850	228	0,83																

Tabel A.7 Lineaire drukverliezen en watersnelheden in kunststofleidingen voor water op 80 °C. Kunststofleidingen overeenkomstig de productnormen NBN EN ISO 15874-2 [B39] (PP-buizen), NBN EN ISO 15875-2 [B40] (PE-X-buizen), NBN EN ISO 15876-2 [B41] (PB-buizen) en NBN EN ISO 21003-2 [B43] (meerlagige kunststofbuizen).

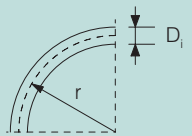
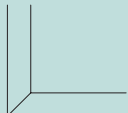
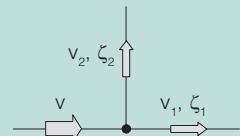
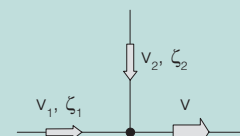
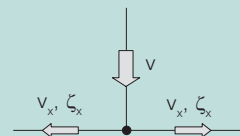
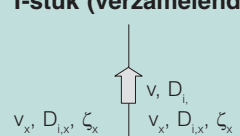
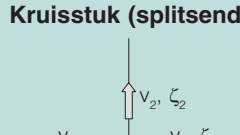
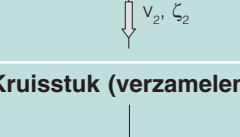
R (Pa/m)	12 x 2 D _i = 0,008 m		14 x 2 D _i = 0,010 m		16 x 2 D _i = 0,012 m		17 x 2 D _i = 0,013 m		18 x 2 D _i = 0,014 m		20 x 2 D _i = 0,016 m		26 x 3 D _i = 0,020 m		32 x 3 D _i = 0,026 m	
	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)	q _m (kg/h)	v (m/s)
1	3	0,02	5	0,02	8	0,02	10	0,02	12	0,02	18	0,03	33	0,03	61	0,03
2	4	0,02	7	0,03	12	0,03	14	0,03	18	0,03	27	0,04	48	0,04	90	0,05
3	5	0,03	9	0,03	15	0,04	18	0,04	23	0,04	33	0,05	60	0,05	113	0,06
4	6	0,03	11	0,04	17	0,04	21	0,05	27	0,05	39	0,06	71	0,06	132	0,07
5	7	0,04	12	0,04	19	0,05	24	0,05	30	0,06	44	0,06	80	0,07	150	0,08
6	7	0,04	13	0,05	22	0,05	27	0,06	33	0,06	49	0,07	89	0,08	166	0,09
7	8	0,05	14	0,05	24	0,06	29	0,06	36	0,07	54	0,08	97	0,09	180	0,10
8	9	0,05	15	0,06	25	0,06	31	0,07	39	0,07	58	0,08	105	0,10	194	0,10
9	9	0,05	16	0,06	27	0,07	34	0,07	42	0,08	62	0,09	112	0,10	207	0,11
10	10	0,06	17	0,06	29	0,07	36	0,08	45	0,08	65	0,09	119	0,11	220	0,12
11	10	0,06	18	0,07	30	0,08	38	0,08	47	0,09	69	0,10	125	0,11	232	0,13
12	11	0,06	19	0,07	32	0,08	40	0,09	49	0,09	72	0,10	131	0,12	243	0,13
13	11	0,07	20	0,07	34	0,08	42	0,09	52	0,10	76	0,11	137	0,13	255	0,14
14	12	0,07	21	0,08	35	0,09	43	0,09	54	0,10	79	0,11	143	0,13	265	0,14
15	12	0,07	21	0,08	36	0,09	45	0,10	56	0,10	82	0,12	149	0,14	276	0,15
16	13	0,07	22	0,08	38	0,10	47	0,10	58	0,11	85	0,12	154	0,14	286	0,15
17	13	0,08	23	0,08	39	0,10	48	0,10	60	0,11	88	0,13	160	0,15	295	0,16
18	14	0,08	24	0,09	40	0,10	50	0,11	62	0,12	91	0,13	165	0,15	305	0,16
19	14	0,08	24	0,09	42	0,11	52	0,11	64	0,12	94	0,13	170	0,15	314	0,17
20	15	0,08	25	0,09	43	0,11	53	0,11	66	0,12	96	0,14	175	0,16	323	0,17
22	15	0,09	26	0,10	45	0,11	56	0,12	70	0,13	102	0,14	185	0,17	341	0,18
24	16	0,09	28	0,10	48	0,12	59	0,13	73	0,14	107	0,15	194	0,18	358	0,19
26	17	0,10	29	0,10	50	0,13	62	0,13	77	0,14	112	0,16	203	0,18	374	0,20
28	18	0,10	30	0,11	52	0,13	65	0,14	80	0,15	116	0,17	211	0,19	390	0,21
30	18	0,10	31	0,11	54	0,14	67	0,14	83	0,15	121	0,17	220	0,20	405	0,22
32	19	0,11	32	0,12	56	0,14	70	0,15	86	0,16	125	0,18	228	0,21	420	0,23
34	20	0,11	33	0,12	58	0,15	72	0,16	89	0,17	130	0,18	236	0,21	434	0,23
36	20	0,12	34	0,12	60	0,15	74	0,16	92	0,17	134	0,19	243	0,22	448	0,24
38	21	0,12	35	0,13	62	0,16	77	0,17	95	0,18	138	0,20	251	0,23	462	0,25
40	22	0,12	36	0,13	64	0,16	79	0,17	98	0,18	142	0,20	258	0,24	476	0,26
45	23	0,13	39	0,14	68	0,17	85	0,18	105	0,19	152	0,22	276	0,25	508	0,27
50	24	0,14	41	0,15	72	0,18	90	0,19	111	0,21	161	0,23	293	0,27	538	0,29
55	26	0,15	43	0,16	76	0,19	95	0,20	117	0,22	170	0,24	309	0,28	568	0,31
60	27	0,15	45	0,16	80	0,20	100	0,22	123	0,23	178	0,25	324	0,30	596	0,32
65	28	0,16	47	0,17	84	0,21	104	0,23	129	0,24	186	0,27	339	0,31	623	0,34
70	29	0,17	49	0,18	88	0,22	109	0,24	134	0,25	194	0,28	354	0,32	649	0,35
75	31	0,17	51	0,18	91	0,23	113	0,24	140	0,26	202	0,29	368	0,33	675	0,36
80	32	0,18	52	0,19	95	0,24	118	0,25	145	0,27	209	0,30	381	0,35	699	0,38
85	33	0,19	54	0,20	98	0,25	122	0,26	150	0,28	217	0,31	394	0,36	723	0,39
90	34	0,19	56	0,20	101	0,26	126	0,27	155	0,29	224	0,32	407	0,37	747	0,40
95	35	0,20	58	0,21	104	0,26	130	0,28	160	0,30	230	0,33	420	0,38	769	0,41
100	36	0,20	59	0,22	107	0,27	134	0,29	164	0,31	237	0,34	432	0,39	792	0,43
110	38	0,22	62	0,23	113	0,29	141	0,30	173	0,32	250	0,36	456	0,42	835	0,45
120	40	0,23	65	0,24	119	0,30	148	0,32	182	0,34	263	0,37	479	0,44	876	0,47
130	42	0,24	68	0,25	125	0,32	155	0,34	191	0,35	275	0,39	501	0,46	916	0,49
140	43	0,25	71	0,26	130	0,33	162	0,35	199	0,37	286	0,41	522	0,48	955	0,51
150	45	0,26	73	0,27	135	0,34	169	0,36	207	0,38	298	0,42	542	0,49	992	0,53
160	47	0,27	76	0,28	141	0,36	175	0,38	214	0,40	309	0,44	563	0,51	1028	0,55
170	48	0,28	79	0,29	145	0,37	181	0,39	222	0,41	319	0,45	582	0,53	1063	0,57
180	50	0,28	81	0,29	150	0,38	187	0,40	229	0,43	330	0,47	601	0,55	1098	0,59
190	52	0,29	83	0,30	155	0,39	193	0,42	236	0,44	340	0,48	620	0,56	1131	0,61
200	53	0,30	86	0,31	160	0,40	199	0,43	243	0,45	350	0,50	638	0,58	1164	0,63
220	56	0,32	90	0,33	169	0,43	210	0,45	257	0,48	369	0,52	673	0,61	1227	0,66
240	59	0,33	94	0,34	177	0,45	221	0,48	270	0,50	387	0,55	706	0,64	1288	0,69
260	62	0,35	99	0,36	185	0,47	231	0,50	282	0,52	405	0,58	739	0,67	1347	0,73
280	64	0,37	103	0,37	193	0,49	241	0,52	294	0,55	422	0,60	770	0,70	1404	0,76
300	67	0,38	106	0,39	201	0,51	251	0,54	306	0,57	439	0,62	801	0,73	1458	0,79
325	70	0,40	111	0,40	211	0,53	263	0,57	320	0,60	459	0,65	837	0,76	1525	0,82
350	73	0,41	116	0,42	220	0,56	274	0,59	334	0,62	478	0,68	873	0,80	1589	0,86
375	76	0,43	120	0,44	229	0,58	285	0,61	347	0,65	497	0,71	907	0,83	1651	0,89
400	78	0,45	124	0,45	237	0,60	296	0,64	360	0,67	515	0,73	941	0,86	1712	0,92
425	81	0,46	128	0,47	246	0,62	306	0,66	373	0,69	533	0,76	974	0,89	1770	0,95
450	84	0,48	132	0,48	254	0,64	317	0,68	385	0,72	550	0,78	1005	0,92	1827	0,98
475	86	0,49	136	0,50	262	0,66	327	0,70	397	0,74	567	0,81	1036	0,94	1883	1,02
500	89	0,51	140	0,51	269	0,68	336	0,72	409	0,76	584	0,83	1067	0,97	1938	1,04
550	94	0,53	147	0,54	284	0,72	355	0,77	431	0,80	616	0,88	1125	1,02	2043	1,10
600	98	0,56	154	0,56	299	0,76	373	0,80	453	0,84	647	0,92	1182	1,08	2145	1,16
650	103	0,59	161	0,59	313	0,79	391	0,84	474	0,88	676	0,96	1236	1,13	2242	1,21
700	107	0,61	167	0,61	326	0,83	408	0,88	495	0,92	705	1,00	1288	1,17	2337	1,26
750	111	0,63	174	0,63	340	0,86	424	0,91	514	0,96	733	1,04	1339	1,22	2428	1,31
800	116	0,66	180	0,65	352	0,89	440	0,95	534	0,99	760	1,08	1389	1,26	2517	1,36
850	120	0,68	186	0,68	365	0,92	456	0,98	552	1,03	786	1,12	1437	1,31	2603	1,40
900	123	0,70	191	0,70	377	0,95	471	1,02	570	1,06	811	1,15	1484	1,35	2687	1,45
950	127	0,72	197	0,72	389	0,98	486	1,05	588	1,09	836	1,19	1529	1,39	2769	1,49
1000	131	0,75	203	0,74	400	1,01	500	1,08	605	1,13	861	1,22	1574	1,43	2849	1,54
1100	138	0,79	213	0,78	423	1,07	528	1,14	639	1,19	908	1,29	1661	1,51	3004	1,62
1200	145	0,83	223	0,81	444	1,12	555	1,20	671	1,25	953	1,36	1744	1,59	3153	1,70
1300	152	0,86	233	0,85	465	1,18	581	1,25	702	1,31	997	1,42	1824	1,66	3297	1,78
1400	158	0,90	242	0,88	485	1,23	607	1,31	732	1,36	1039	1,48	1901	1,73	3436	1,85
1500	164	0,94	252	0,92	505	1,28	631	1,36	762	1,42	1080	1,54	1977	1,80	3570	1

DRUKVERLIESCOËFFICIËNTEN VAN PLAATSELIJKE WEERSTANDEN

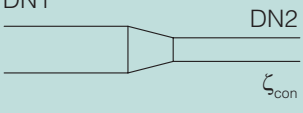
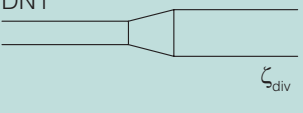
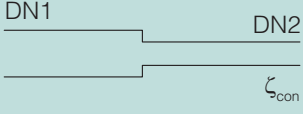
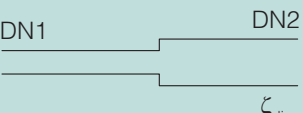
In deze bijlage wordt er een overzicht gegeven van de richtwaarden voor de drukverliescoëfficiënten (ζ -waarden) van de plaatselijke weerstanden in het buizenet.

In de tabellen B.1 (p. 233), B.2 (p. 234) en B.3 (p. 234) gebeurt dit respectievelijk voor bochten en T-stukken, de diameterovergangen en bepaalde toestellen of installatieonderdelen.

Tabel B.1 Richtwaarden voor de drukverliescoëfficiënten (ζ -waarden) van de plaatselijke weerstanden in het buizenet (bochten en T-stukken).

Aard van de weerstand	ζ -waarden (-)							
	Ronde bocht 	r/D_i (*)	1	2	3	4		
ζ		0,5	0,35	0,3	0,3			
(*) r = kromtestraal; D_i = binnendiameter.								
Rechte of scherpe bocht 	DN	10-15	20-25	> 25				
	ζ	2,0	1,5	1,0				
Aftakking (splitsend) 	v_x/v	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	
	ζ_2	12,0	7,0	3,5	2,5	2,0	1,0	
	ζ_1	0,5	0,5	0,2	0,2	0	0	
Aftakking (verzamelend) 	v_x/v	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0		
	ζ_2	-1,0	0,5	1,0	1,3	1,5		
	ζ_1	1,3	1,1	0,8	0,5	0		
T-stuk (splitsend) 	v_x/v	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0
	ζ_x	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5
T-stuk (verzamelend) 	$v_x/v \Rightarrow$	0,3	0,5	0,7				
	$D_{i,x}/D_i$	ζ_x						
	0,5	5,0	1,3	1,0				
	0,7	6,5	2,0	1,3				
	0,8	9,0	3,0	1,8				
	1,0	15,0	5,0	3,0				
Kruisstuk (splitsend) 	v_x/v	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1,0	2,0
	ζ_2	7,0	5,0	3,5	2,7	2,5	2,0	1,0
	ζ_1	-	0,5	-	0,25	-	0	-
Kruisstuk (verzamelend) 	v_x/v	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,8	1,0
	ζ_2	4,0	3,0	2,5	-	-	-	-
	ζ_1	-	2,8	2	1,2	1,0	0,5	0,2

Tabel B.2 Richtwaarden voor de drukverliescoëfficiënten (ζ -waarden) van de plaatselijke weerstanden in het buizenet (diametervergangen).

Aard van de weerstand	ζ -waarden (-)							
Zachte diameterovergang (convergerend) 	DN1→DN2	20→15	25→20	32→25	40→32	50→40	65→50	80→65
	ζ_{con}	0,09	0,09	0,07	0,06	0,05	0,05	0,03
	DN1→DN2	–	25→15	32→20	40→25	50→32	65→40	80→50
	ζ_{con}	–	0,19	0,14	0,11	0,09	0,10	0,07
Zachte diameterovergang (divergerend) 	DN1→DN2	15→20	20→25	25→32	32→40	40→50	50→65	65→80
	ζ_{div}	0,05	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,03
	DN1→DN2	15→25	20→32	25→40	32→50	40→65	50→80	65→100
	ζ_{div}	0,11	0,14	0,09	0,08	0,13	0,11	0,14
Bruuske diameterovergang (convergerend) 	DN1→DN2	15→10	20→15	25→20	32→25	40→32	50→40	
	ζ_{con}	0,71	1,10	0,61	0,93	0,24	0,65	
	DN1→DN2	–	20→10	25→15	32→20	40→25	50→32	
	ζ_{con}	–	4,80	4,40	4,0	2,6	2,1	
Bruuske diameterovergang (divergerend) 	DN1→DN2	10→15	15→20	20→25	25→32	32→40	40→50	
	ζ_{div}	0,15	0,20	0,14	0,18	0,07	0,14	
	DN1→DN2	10→20	15→25	20→32	25→40	32→50	–	
	ζ_{div}	0,44	0,43	0,41	0,33	0,29	–	
	DN1→DN2	10→25	15→32	20→40	25→50	–	–	
	ζ_{div}	0,62	0,64	0,54	0,54	–	–	

Toestel, installatieonderdeel	ζ -waarde
Stookketel	2,5 ... 10
Radiator, convector	2,5 ... 20
Collector (vertrek)	0,5
Collector (retour)	1,0
Gewone radiatorkraan (recht)	4,0
Gewone radiatorkraan (haaks)	2,0
Antiterugslagklep	4,0
Afsluitkraan (in open stand)	0,2 ... 6,0
(*) Omwille van de grote verscheidenheid inzake samenstelling en opbouw, kunnen er voor vele andere toestellen of installatieonderdelen geen ζ -richtwaarden opgegeven worden. Voor deze elementen dient de ζ -waarde bepaald te worden volgens de informatie, opgenomen in de technische documentatie van de fabrikant.	

Tabel B.3

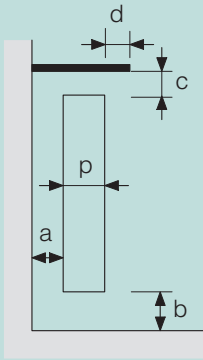
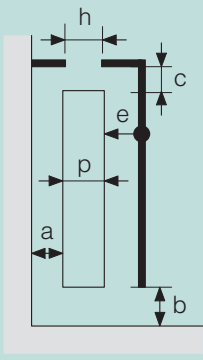
Richtwaarden voor de drukverliescoëfficiënten (ζ -waarden) van de plaatselijke weerstanden in het buizenet (toestellen en installatieonderdelen) (*).

BIJLAGE C

CORRECTIEFACTOR OP DE WARMTEAFGIFTE VAN RADIATOREN VOOR EEN AANTAL AFWIJKENDE OPSTELLINGSWIJZEN

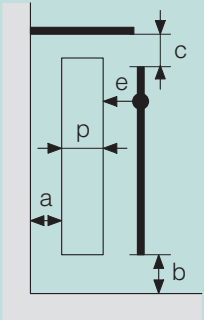
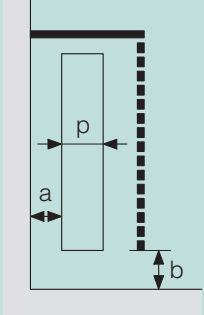
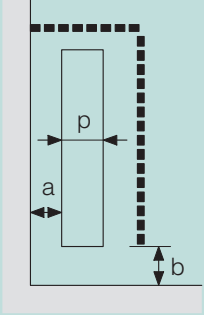
In deze bijlage wordt er een overzicht gegeven van de correctiefactoren op de warmteafgifte van radiatoren die gehanteerd moeten worden voor een aantal afwijkende opstellingswijzen (zie § 6.3.3).

Tabel C.1 Correctiefactor op de warmteafgifte van radiatoren voor een aantal afwijkende opstellingswijzen.

Opstellingswijze van de radiator (*)	Dimensionale eisen	Voorwaarden voor c	Correctiefactor f (-)	
	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm • $c \geq p$ • $d \leq 3$ cm 	$c > 12$ cm	$f = 1$	
		$6 \leq c \leq 12$ cm	$f = 0,97$	
		$4 < c < 6$ cm	$f = 0,95$	
	<ul style="list-style-type: none"> • Onder een vensterbank met een opening • Met een scherm vóór de radiator • De eventuele roosters in de inlaat- en uitlaatopeningen voor lucht moeten een nuttige sectie vertonen die minstens overeenstemt met 85 % van de totale sectie 	<ul style="list-style-type: none"> • $a \geq 5$ cm • $b \geq 10$ cm • $h = p$ • $e \geq 2$ cm 	Geen eisen voor c	$f = 0,90$

(vervolg van de tabel op p. 236)

Tabel C.1 Correctiefactor op de warmteafgifte van radiatoren voor een aantal afwijkende opstellingswijzen (vervolg).

Opstellingswijze van de radiator (*)	Dimensionale eisen	Voorwaarden voor c	Correctiefactor f (-)
 <ul style="list-style-type: none"> Onder een vensterbank of in een nis Met een scherm vóór de radiator De eventuele roosters in de inlaat- en uitlaatopeningen voor lucht moeten een nuttige sectie vertonen die minstens overeenstemt met 85 % van de totale sectie 	<ul style="list-style-type: none"> $a \geq 5$ cm $b \geq 10$ cm $c \geq p$ $e \geq 2$ cm 	<p>$c > 12$ cm</p> <p>$6 \leq c \leq 12$ cm</p> <p>$c = p/2$</p>	<p>$f = 1$</p> <p>$f = 0,97$</p> <p>$f = 0,80$</p>
 <ul style="list-style-type: none"> Onder een vensterbank of in een nis Verborgen door een roosterwerk met grote mazen 	<ul style="list-style-type: none"> $a \geq 5$ cm $b \geq 10$ cm 	<p>Geen eisen voor c</p>	<p>$f = 0,70$</p>
 <p>Volledig ingebouwd in een roosterwerk met grote mazen</p>	<ul style="list-style-type: none"> $a \geq 5$ cm $b \geq 10$ cm 	<p>Geen eisen voor c</p>	<p>$f = 0,85$</p>

(*) Voor convectoren dient de opstelling steeds te gebeuren volgens de instructies van de fabrikant. In voorkomend geval geldt dat $f = 1$.

BIJLAGE D

CORRECTIEFACTOREN OP DE WARMTEAFGIFTE VAN RADIATOREN VOOR DIVERSE WATER- EN OMGEVINGS-TEMPERATUREN

In deze bijlage wordt er een overzicht gegeven van de correctiefactoren op de warmteafgifte die gehanteerd moeten worden voor diverse water- en omgevingstemperaturen bij een nominaal waterdebiet (zie § 6.3.2).

Tabel D.1 Waarden van Φ/Φ_{n50} voor diverse water- en omgevingstemperaturen bij een nominaal waterdebiet ($n = 1,3$).

Vertrek- watertem- peratuur $\theta_{w,i}$ (°C)	Omge- vingstem- peratuur θ_a (°C)	Retourwatertemperatuur $\theta_{w,r}$ (°C)											
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
90	24	0,41	0,53	0,64	0,73	0,82	0,91	0,99	1,07	1,15	1,22	1,30	1,37
	22	0,47	0,59	0,69	0,79	0,88	0,96	1,05	1,12	1,20	1,28	1,35	1,43
	20	0,54	0,65	0,75	0,84	0,93	1,02	1,10	1,18	1,26	1,33	1,41	1,48
	18	0,60	0,71	0,80	0,90	0,99	1,07	1,15	1,23	1,31	1,39	1,47	1,54
	16	0,66	0,76	0,86	0,95	1,04	1,13	1,21	1,29	1,37	1,45	1,52	1,60
85	24	0,38	0,50	0,60	0,69	0,78	0,86	0,94	1,01	1,09	1,16	1,23	
	22	0,44	0,56	0,65	0,74	0,83	0,91	0,99	1,07	1,14	1,21	1,29	
	20	0,50	0,61	0,71	0,80	0,88	0,96	1,04	1,12	1,20	1,27	1,34	
	18	0,56	0,67	0,76	0,85	0,94	1,02	1,10	1,17	1,25	1,32	1,40	
	16	0,62	0,72	0,82	0,90	0,99	1,07	1,15	1,23	1,31	1,38	1,45	
80	24	0,35	0,47	0,56	0,65	0,73	0,81	0,88	0,96	1,03	1,10		
	22	0,41	0,52	0,61	0,70	0,78	0,86	0,93	1,01	1,08	1,15		
	20	0,47	0,57	0,67	0,75	0,83	0,91	0,99	1,06	1,13	1,20		
	18	0,53	0,63	0,72	0,80	0,88	0,96	1,04	1,11	1,19	1,26		
	16	0,58	0,68	0,77	0,86	0,94	1,02	1,09	1,17	1,24	1,31		
75	24	0,33	0,43	0,52	0,60	0,68	0,76	0,83	0,90	0,96			
	22	0,38	0,48	0,57	0,65	0,73	0,81	0,88	0,95	1,02			
	20	0,44	0,53	0,62	0,70	0,78	0,86	0,93	1,00	1,07			
	18	0,49	0,59	0,67	0,76	0,83	0,91	0,98	1,05	1,12			
	16	0,55	0,64	0,73	0,81	0,88	0,96	1,03	1,11	1,18			

(vervolg van de tabel op p. 238)

Tabel D.1 Waarden van Φ/Φ_{n50} voor diverse water- en omgevingstemperaturen bij een nominaal waterdebiet ($n = 1,3$) (vervolg).

Vertrek- watertem- peratuur $\theta_{w,i}$ (°C)	Omge- vingstem- peratuur θ_a (°C)	Retourwatertemperatuur $\theta_{w,r}$ (°C)																	
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85						
70	24	0,30	0,40	0,48	0,56	0,63	0,70	0,77	0,84										
	22	0,35	0,45	0,53	0,61	0,68	0,75	0,82	0,89										
	20	0,40	0,50	0,58	0,66	0,73	0,80	0,87	0,94										
	18	0,46	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,92	0,99										
	16	0,51	0,60	0,68	0,76	0,83	0,90	0,97	1,04										
65	24	0,27	0,36	0,44	0,51	0,58	0,65	0,71											
	22	0,32	0,41	0,49	0,56	0,63	0,70	0,76											
	20	0,37	0,46	0,54	0,61	0,68	0,75	0,81											
	18	0,42	0,51	0,58	0,66	0,73	0,80	0,86											
	16	0,47	0,55	0,63	0,71	0,78	0,85	0,91											
60	24	0,24	0,33	0,40	0,47	0,53	0,60												
	22	0,29	0,37	0,45	0,51	0,58	0,64												
	20	0,34	0,42	0,49	0,56	0,63	0,69												
	18	0,39	0,46	0,54	0,61	0,67	0,74												
	16	0,43	0,51	0,59	0,65	0,72	0,79												
55	24	0,21	0,29	0,36	0,42	0,48													
	22	0,26	0,33	0,40	0,47	0,53													
	20	0,30	0,38	0,45	0,51	0,57													
	18	0,35	0,42	0,49	0,56	0,62													
	16	0,40	0,47	0,54	0,60	0,67													
50	24	0,19	0,26	0,32	0,37														
	22	0,23	0,30	0,36	0,42														
	20	0,27	0,34	0,40	0,46														
	18	0,31	0,38	0,44	0,50														
	16	0,36	0,42	0,49	0,55														
45	24	0,16	0,22	0,27															
	22	0,20	0,26	0,31															
	20	0,24	0,30	0,35															
	18	0,28	0,34	0,40															
	16	0,32	0,38	0,44															

$$\Phi/\Phi_{n50} = (\Delta\theta_m/49,83)^n$$

waarbij:

$$\Delta\theta_m = (\theta_{w,i} - \theta_{w,r}) / \ln[(\theta_{w,i} - \theta_a) / (\theta_{w,r} - \theta_a)]$$

BIJLAGE E

CONVERSIETABELLEN VOOR DE EENHEDEN VAN DEBIET, DRUK, VERMOGEN EN ENERGIE

In deze bijlage (tabellen E.1 tot en met E.4) worden ter informatie respectievelijk de conversietabellen opgegeven voor de eenheden van debiet, druk, vermogen en energie.

Tabel E.1 Conversietabel voor de eenheden van debiet (*).

Basiseenheid	kg/h	m ³ /h	m ³ /min	m ³ /s	l/h	l/min	l/s
1 kg/h =	1	0,00103	1,715.10 ⁻⁵	2,859.10 ⁻⁷	1,02923	0,01715	0,00029
1 m ³ /h =	971,6	1	0,01667	2,778.10 ⁻⁴	1 000	16,67	0,2778
1 m ³ /min =	58 296	60	1	0,01667	60 000	1 000	16,67
1 m ³ /s =	3 497 760	3 600	60	1	3 600 000	60 000	1 000
1 l/h =	0,9716	0,001	1,667.10 ⁻⁵	2,778.10 ⁻⁷	1	0,01667	2,78.10 ⁻⁴
1 l/min =	58,296	0,06	0,001	1,667.10 ⁻⁵	60	1	0,01667
1 l/s =	3 497,76	3,6	0,06	0,001	3 600	60	1

(*) Voor water op 80 °C ($\rho = 971,6 \text{ kg/m}^3$).

Tabel E.2 Conversietabel voor de eenheden van druk (*).

Basiseenheid	Pa	mbar	bar	kg/cm ²	mm WK	mm Hg
1 Pa =	1	0,01	0,00001	1,01972 ⁻⁵	0,101972	7,50062 ⁻³
1 mbar =	100	1	0,001	1,01972 ⁻³	10,1972	0,750062
1 bar =	100000	1000	1	1,01972	10197,2	750,062
1 kg/cm ² =	98066,5	980,665	0,980665	1	10000	735,559
1 mm WK (waterkolom) =	9,80665	9,80665 ⁻²	9,80665 ⁻⁵	0,0001	1	0,0735559
1 mm Hg (kwikkolom) =	133,322	1,33322	1,33322 ⁻³	1,35951 ⁻³	13,5951	1

(*) Atmosferische druk = 1 atm = 760 mm Hg = 1,013 bar = 101333 Pa.

Tabel E.3 Conversietabel voor de eenheden van vermogen.

Basiseenheid	W	kW	kg.m/s	pk	kcal/h
1 W =	1	0,001	0,101972	1,35962 ⁻³	0,860112
1 kW =	1000	1	101,972	1,35962	8,60112 ⁻⁴
1 kg.m/s =	9,80665	9,80665 ⁻³	1		8,43482
1 pk =	735,499	0,735499	75	1	632,612
1 kcal/h =	1,16264	0,001162639	0,118556	1,58075 ⁻³	1

Tabel E.4 Conversietabel voor de eenheden van energie.

Basiseenheid	J	Wh	kg.m	kcal	pk.h
1 J =	1	2,77778 ⁻⁴	0,101972	2,38920 ⁻⁴	3,77673 ⁻⁷
1 Wh =	3600	1	367,098	0,860112	1,35962 ⁻³
1 kg.m =	9,80665	2,72407 ⁻³	1	2,34301 ⁻³	3,70370 ⁻⁶
1 kcal =	4185,5	1,16264	426,802	1	1,58075 ⁻³
1 pk.h =	2647796	735,499	270000	632,612	1

REKENBLAD VOOR DE DIMENSIONERING VAN EEN VERWARMINGSINSTALLATIE

In deze bijlage geven we een template van het rekenblad voor de dimensionering van een verwarmingsinstallatie weer (zie tabel F.1, p. 242).

REKENBLAD VOOR DE SELECTIE VAN DE RADIATO- REN OP EEN EENPIJPSRING

In deze bijlage geven we een template van het rekenblad voor de selectie van de radiatoren op een eenpijpsring weer (zie tabel G.1, p. 244).

Tabel G.1 Rekenblad voor de selectie van de radiatoren op een eenpijpsring.

Waterregime: °C			$\Delta\theta_{w,r} = \dots\dots\dots$ K			Voedingsfactor α van de eenpijpskraan: 50 %			
Radiatoren			Watertemperaturen			Radiatorselectie			
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)
Radiator-nummer	Φ_x (W) (1)	$\Sigma\Phi_x$ (W) (2)	$\theta_{w,xy}$ (°C) (3)	$\theta_{w,ix}$ (°C) (4)	$\theta_{w,rx}$ (°C) (5)	θ_a (°C) (6)	$\Delta\theta_m$ (°C) (7)	$\Phi_x/\Phi_{x,n50}$ (-) (8)	$\Phi_{x,n50}$ (W) (9)
Ring 1			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,1} = \dots\dots\dots$ (W)									
Ring 2			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,2} = \dots\dots\dots$ (W)									
Ring 3			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,3} = \dots\dots\dots$ (W)									
Ring 4			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,4} = \dots\dots\dots$ (W)									
Ring 5			$\theta_{w,ir} = \dots$						
R1									
R2									
R3									
R4									
R5									
$\Phi_{tot,5} = \dots\dots\dots$ (W)									

- (1) De warmteafgifte van radiator x (volgens de berekende warmteverliezen).
- (2) De gecumuleerde warmteafgifte van de radiatoren op de ring ($\Phi_{tot,z}$ = totale warmteafgifte op de ring z).
- (3) De watertemperatuur in de ring (tussen radiator x en radiator y): $\theta_{w,xy} = \theta_{w,ir} - (\Sigma\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \Phi_{tot,z})$.
- (4) De watertemperatuur aan de ingang van radiator x (deze is gelijk aan de watertemperatuur in de ring vóór radiator x).
- (5) De watertemperatuur aan de uitgang van radiator x: $\theta_{w,rx} = \theta_{w,ix} - (\Phi_x \cdot \Delta\theta_{w,r} / \alpha \cdot \Phi_{tot,z})$.
- (6) De binnentemperatuur van het vertrek.
- (7) Het temperatuurverschil tussen het water en de omgeving: $\Delta\theta_m = (\theta_{w,ix} - \theta_{w,rx}) / \ln[(\theta_{w,ix} - \theta_a) / (\theta_{w,rx} - \theta_a)]$.
- (8) De omrekeningsfactor voor de genormaliseerde warmteafgifte: $\Phi_x / \Phi_{x,n50} = (\Delta\theta_m / 49,83)^{1,3}$.
- (9) De genormaliseerde warmteafgifte van de te kiezen radiator.

DIMENSIONERING VAN GESLOTEN EXPANSIEVATEN

H.1 DIMENSIONERING VAN GESLOTEN EXPANSIEVATEN MET VARIABLE DRUK

De dimensionering van gesloten expansievaten met variabele druk kan gebeuren volgens het rekenblad uit tabel H.1 (p. 246) dat eveneens in Excelformaat kan gedownload worden op de WTCB-website (www.wtcb.be).

De invulling van dit rekenblad dient te gebeuren volgens de hieronder gegeven richtlijnen.

RICHTLIJNEN VOOR HET INVULLEN VAN HET REKENBLAD

Het gebruik van het rekenblad verloopt in drie stappen:

- de invoering van de algemene gegevens van de installatie
- de berekening van de tussenwaarden
- de keuze van het expansievat en de berekening van de in te stellen begindruk.

In het rekenblad dienen enkel de omkaderde velden (zie xls-file) door de gebruiker ingevuld te worden. Alle andere velden zijn beschermd en worden automatisch berekend en ingevuld op basis van de expliciet vermelde formules.

INVOERGEGEVENS VOOR DE INSTALLATIE

- (1) **Maximale overschrijdingstemperatuur** (θ_{\max} in °C): het gaat hier om de watertemperatuur die bereikt kan worden in geval van een defect aan de ketelregeling. Deze waarde wordt bij voorkeur gelijkgesteld aan de watertemperatuur die ingesteld werd aan het veiligheidsventiel (bv. 100 °C), verhoogd met een veiligheidsmarge van 10 °C.
- (2) **Expansiecoëfficiënt** (e in %; zie tabel 38, p. 168): de expansiecoëfficiënt karakteriseert de volumetoename van het water naargelang van de opwarming. Men dient te opteren voor de coëfficiënt die overeenstemt met de volumetoename die optreedt bij de aangekondigde maximale overschrijdingstemperatuur (bv. 110 °C), ten opzichte van het volume bij de vulwatertemperatuur (10 °C).
- (3) **Relatieve dampdruk van het water** (p_D in bar; zie tabel 42, p. 174): men dient te opteren voor de waarde die overeenstemt met de maximale overschrijdingstemperatuur.
- (4) **Waterinhoud van de installatie** (V_{sys} in liter): het gaat hier ofwel om de berekende waterinhoud van de gehele installatie (leidingen en toestellen), ofwel om de waterinhoud die geschat werd op basis van richtwaarden (zie afbeelding 67, p. 171).
- (5) **Statische hoogte** (h_{st} in m; zie afbeelding 69, p. 173): het betreft hier het hoogteverschil tussen het aansluitpunt van het expansievat (X) en het hoogste punt van de installatie.
- (6) **Hoogteverschil tussen het expansievat en het veiligheidsventiel** (h_{xy} in m; zie afbeelding 70, p. 175): het gaat hier om het hoogteverschil tussen het aansluitpunt (X) van het expansievat en het aansluitpunt (Y) van het veiligheidsventiel. Dit verschil is positief indien het punt X lager ligt dan het punt Y en negatief in het tegenovergestelde geval.
- (7) **Pompdruk** (Δp_p in bar): dit is de druktoename die uitgeoefend wordt door de pomp. Deze waarde

REKENBLAD GESLOTEN EXPANSIEVAT MET VARIABELE DRUK
Tabel H.1
 Rekenblad
 voor een
 gesloten
 expansievat
 met variabele
 druk.

Invoergegevens voor de installatie			
1 Maximale overschrijdingstemperatuur	θ_{max}	110	°C
2 Expansiecoëfficiënt (vulling op 10°C)	e	5,15	%
3 Relatieve dampdruk van water	p_D	0,43	bar
4 Waterinhoud van de installatie	V_{sys}	200	l
5 Statische hoogte	h_{st}	5,0	m
6 Hoogteverschil tussen expansievat en veiligheidsventiel	h_{xw}	0,0	m
7 Pompdruk (enkel indien pomp tussen vat en ketel, zoniet = 0)	Δp_p	0,0	bar
8 Insteldruk veiligheidsventiel	p_s	3,0	bar
Tussenberekening			
9 Expansievolume van het water	$V_e = e \times V_{sys} / 100$	10,30	l
10 Minimaal reservewatervolume	$V_{WR,min} = \max [V_{sys} \times 0,005; 3]$	3,00	l
11 Minimaal netto-watervolume	$V_{n,min} = V_e + V_{WR,min}$	13,30	l
12 Maximaal toelaatbare druk	$p_m = p_s + p_{st,xw} - \Delta p_p - \max [0,5; 0,1 p_s]$	2,50	bar
13 Statische druk	$p_{st} = h_{st} \times 0,0981$	0,49	bar
Keuze van het expansievat			
14 Minimale voordruk	$p_{0,min} = \max [0,7; p_{st} + 0,3; p_{st} + p_D]$	0,9	bar
15 Te regelen voordruk	$p_0 (\geq p_{0,min})$	1,0	bar ①
16 Minimaal totaal luchtvolume	$V_{exp,min} = (p_m + 1) / (p_m - p_0) \times V_{n,min}$	31	l
17 Werkelijk totaal luchtvolume	$V_{exp} \geq V_{exp,min}$	35	l
18 Minimaal reservewatervolume	$V_{WR,min}$	3,0	l
19 Minimale begindruk	$p_{a,min} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,min})) - 1$	1,2	bar
20 Maximaal reservewatervolume	$V_{WR,max} = (p_m - p_0) / (p_m + 1) \times V_{exp} - V_e$	4,7	l
21 Maximale begindruk	$p_{a,max} = (V_{exp} \times (p_0 + 1) / (V_{exp} - V_{WR,max})) - 1$	1,3	bar
22 Reële in te stellen begindruk	$p_a (p_{a,min} \leq p_a \leq p_{a,max})$ tussen 1.2 en 1.3	1,2	bar
23 Reëel reservewatervolume	$V_{WR} = V_{exp} \times (p_a - p_0) / (p_a + 1)$	3,2	l
24 Einddruk	$p_e = ((p_0 + 1) \times V_{exp} / (V_{exp} - V_e - V_{WR})) - 1$	2,3	bar
① De voordruk dient eventueel verhoogd te worden om rekening te houden met de minimale werkdruk van de stookketel en/of een door de pompfabrikant opgegeven minimale waarde			

dient enkel ingevuld te worden indien de pomp tussen het expansievat en de ketel geplaatst is. Zo niet, is $\Delta p_p = 0$ bar.

- (8) **Insteldruk van het veiligheidsventiel** (p_s in bar): het betreft hier de door de fabrikant ingestelde druk waarop het veiligheidsventiel zich opent (meestal 3 bar voor residentiële installaties).

BEREKENING VAN DE TUSSENWAARDEN

- (9) **Expansievolume** (V_e in liter): dit is de volumetoename van het water bij opwarming, berekend als het product van de waterinhoud (V_{sys}) en de expansiecoëfficiënt (e).
- (10) **Minimaal reservewatervolume** ($V_{WR,min}$ in liter): in afgekoelde toestand dient er steeds een minimaal reservewatervolume in het vat over te blijven. Dit volume wordt gelijkgesteld aan 0,5 % van de totale waterinhoud van de installatie (V_{sys}), met een minimum van 3 liter.
- (11) **Minimaal nettowatervolume** ($V_{n,min}$ in liter): het gaat hier om het watervolume dat in het vat wordt opgenomen in volledig opgewarmde toestand (bij θ_{max}) en stemt overeen met de som van het expansievolume (V_e) en het reservewatervolume ($V_{WR,min}$).

- (12) **Maximaal toelaatbare druk** (p_m in bar): in normaal opgewarmde toestand mag de door het expansievat uitgeoefende druk, die typisch gelijk is aan $0,1 \cdot p_s$, met een veiligheidsmarge van 0,5 bar, niet leiden tot de opening van het veiligheidsventiel. De maximaal toelaatbare druk houdt dan ook rekening met de druk ten gevolge van het hoogteverschil tussen het vat en het veiligheidsventiel (h_{xw} , zie afbeelding 70, p. 175) en/of met de pompdruk indien de pomp opgesteld is tussen het vat en de ketel.
- (13) **Statische druk** (p_{st} in bar): het betreft hier de druk van de waterkolom boven het expansievat, die overeenstemt met de statische hoogte h_{st} .

KEUZE VAN HET EXPANSIEVAT (ZIE AFBEELDING 73, p. 179)

- (14) **Minimale voordruk** ($p_{0,min}$ in bar): het gaat hier om de minimale druk in het vat in ongevlude toestand (zonder water). Deze druk is gelijk aan de hoogste waarde tussen $(p_{st} + p_D)$ en $(p_{st} + 0,3)$, met een minimum van 0,7 bar.
- (15) **Te regelen voordruk** (p_0 in bar): dit is de druk in het vat in ongevlude toestand (zonder water). Deze druk wordt ingesteld door de fabrikant en dient gecontroleerd te worden door de installateur. De te regelen voordruk moet minstens gelijk zijn aan de minimale voordruk, dus: $p_0 \geq p_{0,min}$. De waarde van p_0 dient eventueel verhoogd te worden om rekening te houden met de nodige minimale werkdruk van de ketel (vermijden van kookverschijnselen) en/of een minimale door de pompfabrikant opgelegde waarde (om pompcavities te vermijden).
- (16) **Minimaal totaal luchtvolume** ($V_{exp,min}$ in liter): het gaat hier om het theoretische minimale luchtvolume van het expansievat, berekend op basis van de wet van *Boyle*, die stelt dat het product van de gasdruk en het gasvolume constant blijft.
- (17) **Werkelijk totaal luchtvolume** (V_{exp} in liter): men dient te opteren voor een expansievat waarvan het werkelijke luchtvolume minstens even groot is als het berekende minimale luchtvolume: $V_{exp} \geq V_{exp,min}$.
- (18) **Minimaal reservewatervolume** ($V_{WR,min}$ in liter): zie hoger (10)
- (19) **Minimale begindruk** ($p_{a,min}$ in bar): het betreft hier de minimale druk in het vat in afgekoelde toestand, die overeenstemt met het minimale reservewatervolume.
- (20) **Maximaal reservewatervolume** ($V_{WR,max}$ in liter): het gaat hier om het grootst mogelijke reservewatervolume, waarvoor de einddruk (p_e) gelijk zou zijn aan de maximaal toelaatbare druk (p_m).
- (21) **Maximale begindruk** ($p_{a,max}$ in bar): dit is de begindruk die overeenstemt met het maximale reservewatervolume.
- (22) **Te regelen begindruk** (p_a in bar): het gaat hier om de door de installateur individueel voor elke installatie in te stellen begindruk na controle en instelling van de voordruk (in afgekoelde toestand). Deze waarde moet begrepen zijn tussen $p_{a,min}$ en $p_{a,max}$.
- (23) **Reëel reservewatervolume** (V_{WR} in liter): dit is het reële reservewatervolume dat in het vat achterblijft in afgekoelde toestand.
- (24) **Einddruk** (p_e in bar): het gaat hier om de werkelijke einddruk in het expansievat in volledig opgewarmde toestand. Deze druk moet kleiner blijven dan de maximaal toelaatbare druk, dus: $p_e \leq p_m$.

H.2 DIMENSIONERING VAN GESLOTEN EXPANSIEVATEN MET CON- STANTE DRUK

De dimensionering van gesloten expansievaten met constante druk kan gebeuren volgens het rekenblad uit tabel H.2 (p. 248) dat eveneens in Excelformaat kan gedownload worden op de WTCB-website (www.wtcbe.be).

De invulling van dit rekenblad dient te gebeuren volgens de hieronder gegeven richtlijnen.

RICHTLIJNEN VOOR HET INVULLEN VAN HET REKENBLAD

Het gebruik van het rekenblad verloopt in vijf stappen:

- de invoering van de algemene gegevens van de installatie
- de theoretische berekening van het expansievat
- de keuze van het expansievat
- de bepaling van de geregelde druk in het expansievat
- de bepaling van de compressorcapaciteit.

REKENBLAD GESLOTEN EXPANSIEVAT MET CONSTATE DRUK

Invoergegevens voor de installatie			
1 Maximale overschrijdingstemperatuur	θ_{\max}	110	°C
2 Expansiecoëfficiënt (vulling op 10°C, water zonder antivries)	e	5,15	%
3 Relatieve dampdruk van water	p_D	0,43	bar
4 Totaal watervolume van de installatie	V_{sys}	5000	l
5 Statische hoogte	h_{st}	30,0	m
6 Insteldruk van het veiligheidsventiel	p_s	4,9	bar
Theoretische berekening van het expansievat			
7 Expansievolume van het water	$V_e = e \times V_{\text{sys}} / 100$	258	l
8 Minimum volume reservewater	$V_{\text{WR,min}} = \max [V_{\text{sys}} \times 0,005; 3]$	25	l
9 Minimum netto watervolume	$V_{\text{n,min}} = V_e + V_{\text{WR,min}}$	283	l
Keuze van het expansievat			
10 Werkelijk totaal luchtvolume	$V_{\text{exp}} \geq V_{\text{exp,min}}$	300	l
11 Werkelijk volume reservewater	$V_{\text{WR}} = V_{\text{exp}} - V_e$	43	l
Geregelde druk in het expansievat			
12 Statische druk	$p_{\text{st}} = h_{\text{st}} \times 0,0981$	2,9	bar
13 Geregelde druk	$p_{\text{reg}} = p_{\text{st}} + p_D + 0,5$	3,9	bar ①
Bepaling van de compressorcapaciteit			
14 Geïnstalleerd vermogen	Φ_{SU}	500	kW
15 Gemiddelde watertemperatuur	θ_{mean}	70	°C
16 Contractiedebiet	q_c	0,51	l/(h.kW)
17 Compressorcapaciteit	$q_{\text{com}} = q_c \times \Phi_{\text{SU}} / 2$	128	l/h
① De geregelde druk moet eventueel verhoogd te worden om rekening te houden met de minimale werkdruk van de ketel en/of een door de pompfabrikant opgegeven minimale waarde			

Tabel H.2
Rekenblad voor een gesloten expansievat met constante druk.

In het rekenblad dienen enkel de omkaderde velden (zie xls-file) door de gebruiker ingevuld te worden. Alle andere velden zijn beschermd en worden automatisch berekend en ingevuld op basis van de expliciet vermelde formules.

INVOERGEDEVENS VOOR DE INSTALLATIE

- (1) **Maximale overschrijdingstemperatuur** (θ_{\max} in °C): het gaat hier om de watertemperatuur die bereikt kan worden in geval van een defect aan de ketelregeling. Deze waarde wordt bij voorkeur gelijkgesteld aan de watertemperatuur die ingesteld werd aan het veiligheidsventiel (bv. 100 °C), verhoogd met een veiligheidsmarge van 10 °C.
- (2) **Expansiecoëfficiënt** (e in %; zie tabel 38, p. 168): de expansiecoëfficiënt karakteriseert de volumetoename van het water naargelang van de opwarming. Men dient te opteren voor de coëfficiënt die overeenstemt met de volumetoename die optreedt bij de aangekondigde maximale overschrijdingstemperatuur (bv. 110 °C), ten opzichte van het volume bij de vulwatertemperatuur (10 °C).
- (3) **Relatieve dampdruk van water** (p_D in bar; zie tabel 42, p. 174): men dient te opteren voor de waarde die overeenstemt met de maximale overschrijdingstemperatuur.
- (4) **Waterinhoud van de installatie** (V_{sys} in liter): het gaat hier ofwel om de berekende waterinhoud van de gehele installatie (leidingen en toestellen), ofwel om de waterinhoud die geschat werd op basis van richtwaarden (zie afbeelding 67, p. 171).
- (5) **Statische hoogte** (h_{st} in m; zie afbeelding 69, p. 173): dit is het hoogteverschil tussen het aansluitpunt van het expansievat (X) en het hoogste punt van de installatie.

- (6) **Insteldruk van het veiligheidsventiel** (p_s in bar): het betreft hier de door de fabrikant ingestelde druk waarop het veiligheidsventiel zich opent (meestal 3 bar voor residentiële installaties). Voor grote niet-residentiële installaties dient geverifieerd te worden dat de insteldruk p_s hoger is dan de geregelde druk p_{reg} . Zo niet, zal het veiligheidsventiel zich openen. In de praktijk wordt p_s daarom gelijkgesteld aan de statische druk p_{st} , vermeerderd met een veiligheidsmarge van 1,3 à 1,4 bar.

THEORETISCHE BEREKENING VAN HET EXPANSIEVAT

- (7) **Expansievolume van het water** (V_e in liter): het gaat hier om de volumetoename van het water bij opwarming, berekend als het product van de waterinhoud (V_{sys}) en de expansiecoëfficiënt (e).
- (8) **Minimaal reservewatervolume** ($V_{WR,min}$ in liter): in afgekoelde toestand dient er steeds een minimaal reservewatervolume in het vat over te blijven. Dit volume wordt gelijkgesteld aan 0,5 % van de totale waterinhoud van de installatie (V_{sys}), evenwel met een minimum van 3 liter.
- (9) **Minimaal nettowatervolume** ($V_{n,min}$ in liter): dit is het watervolume dat in het vat wordt opgenomen in volledig opgewarmde toestand (bij θ_{max}) en stemt overeen met de som van het expansievolume (V_e) en het reservewatervolume ($V_{WR,min}$).

KEUZE VAN HET EXPANSIEVAT

- (10) **Werkelijk totaal luchtvolume** (V_{exp} in liter): men dient te opteren voor een expansievat waarvan het werkelijke luchtvolume minstens even groot is als het berekende minimale luchtvolume: $V_{exp} \geq V_{exp,min}$.
- (11) **Reëel reservewatervolume** (V_{WR} in liter) : het gaat hier om het reële reservewatervolume dat in het vat achterblijft in afgekoelde toestand.

GEREGELDE DRUK IN HET EXPANSIEVAT

- (12) **Statische druk** (p_{st} in bar): dit is de druk van de waterkolom boven het expansievat, die overeenstemt met de statische hoogte h_{st} .
- (13) **Geregelde druk** (p_{reg} in bar): het betreft hier de druk waarop het expansiesysteem afgeregeld wordt. Deze druk is gelijk aan de som van de statische druk en de dampdruk, vermeerderd met een veiligheidsmarge van 0,5 bar.

BEPALING VAN DE COMPRESSORCAPACITEIT

- (14) **Geïnstalleerd vermogen** (Φ_{SU} in kW): het gaat hier om het totale geïnstalleerde verwarmingsvermogen, bepaald op basis van de warmteverliesberekening.
- (15) **Gemiddelde watertemperatuur** (θ_{mean} in °C): dit is de gemiddelde watertemperatuur in regimetoestand (bij ontwerpvoorwaarden), bepaald als het rekenkundige gemiddelde tussen de vertrek- en de retourwatertemperatuur.
- (16) **Contractiedebiet** (q_c in liter/(h.kW); zie tabel 44, p. 186): het betreft hier het waterdebiet dat ten gevolge van de afkoeling van het water uit het expansievat vloeit.
- (17) **Compressorcapaciteit** (q_{comp} in liter/h): het gaat hier om het persluchtdebiet dat door de compressor geleverd wordt ter compensatie van het contractiedebiet van het water.

LITERATUURLIJST

A

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

A1 2009 ASHRAE Handbook. Fundamentals. New York, Knovel, 2009.

B

Bureau voor Normalisatie

- B1** NBN B 62-002 Thermische prestaties van gebouwen. Berekening van de warmtedoorgangscoefficiënten (U-waarden) van gebouwcomponenten en gebouwelementen. Berekening van de warmteoverdrachtscoëfficiënten door transmissie (H_T -waarde) en ventilatie (H_V -waarde). Brussel, NBN, 2008.
- B2** NBN B 62-003 Berekening van de warmteverliezen van gebouwen. Brussel, NBN, 1986.
- B3** NBN B 62-301 Warmte-isolatieprestatie van gebouwen. Globaal warmte-isolatiepeil (K-peil) van een gebouw. Brussel, NBN, 2008.
- B4** NBN D 30-001 Centrale verwarming, ventilatie en luchtbehandeling. Gemeenschappelijke eisen voor alle systemen. Warmtegeneratoren en branders (met erratum). Brussel, NBN, 1991.
- B5** NBN D 30-007 Centrale verwarming, ventilatie en luchtbehandeling. Gemeenschappelijke eisen voor alle systemen. Kranen. Brussel, NBN, 1991.
- B6** NBN D 30-041 Centrale verwarming, ventilatie en luchtbehandeling. Gemeenschappelijke eisen voor alle systemen. Thermische isolatie. Brussel, NBN, 1992.
- B7** NBN D 50-001 Ventilatievoorzieningen in woongebouwen. Brussel, NBN, 1991.
- B8** NBN EN 215 Thermostatische radiatorkranen. Eisen en beproevingsmethoden. Brussel, NBN, 2004.
- B9** NBN EN 442-2 Radiatoren en convectoren. Deel 2: beproevingsmethoden en opgave van de prestatie. Brussel, NBN, 1996.
- B10** NBN EN 673 Glas voor gebouwen. Bepaling van de warmtedoorgangscoefficiënt (U-waarde). Berekeningsmethode. Brussel, NBN, 2011.
- B11** NBN EN 733 Centrifugaalpomp met axiale inlaat (toelaatbare druk 10 bar) met lagerhuis. Nominiaal werkpunt, hoofdafmetingen, aanduidingssysteem. Brussel, NBN, 1995.
- B12** NBN EN 1057 Koper en koperlegeringen. Naadloze, ronde koperen buizen voor gas- en waterleidingen in sanitaire en verwarmingstoepassingen. Brussel, NBN, 2010.
- B13** NBN EN 1264-1 Ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen met waterdoorstroming. Deel 1: Definities en symbolen. Brussel, NBN, 2011.
- B14** NBN EN 1264-2 Ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen met waterdoorstroming. Deel 2: vloerverwarming. Bepalingsmethoden voor het warmtevermogen van vloerverwarmingssystemen met gebruik van berekenings- en beproevingsmethoden. Brussel, NBN, 2009.
- B15** NBN EN 1264-3 Ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen met waterdoorstroming. Deel 3: dimensionering. Brussel, NBN, 2010.
- B16** NBN EN 1264-4 Ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen met waterdoorstroming. Deel 4: installatie. Brussel, NBN, 2010.
- B17** NBN EN 10255 Buizen van ongelegeerd staal geschikt voor lassen en draadsnijden. Technische leveringsvoorwaarden. Brussel, NBN, 2007.
- B18** NBN EN 10305-1 Stalen buizen voor nauwkeurige toepassingen. Technische leveringsvoorwaarden. Deel 1: naadloze koudgetrokken buizen. Brussel, NBN, 2010.
- B19** NBN EN 10305-2 Stalen buizen voor nauwkeurige toepassingen. Technische leveringsvoorwaarden. Deel 2: gelaste koudgetrokken buizen. Brussel, NBN, 2010.
- B20** NBN EN 12723 Vloeistofpompen. Algemene termen voor pompen en installaties. Definities, grootheden, symbolen en eenheden. Brussel, NBN, 2000 (vervangen).
- B21** NBN EN 12828 Verwarmingssystemen in gebouwen. Ontwerp van verwarmingssystemen met water. Brussel, NBN, 2003.

- B22** NBN EN 12831 Verwarmingssystemen in gebouwen. Methode voor de berekening van de ontwerp-warmtebelasting (vervangt gedeeltelijk NBN B 62-003). Brussel, NBN, 2003.
- B23** NBN EN 12897 Watervoorziening. Specificaties voor indirect gestookte ongeventileerde (gesloten) warmwatervoorraadtoestellen. Brussel, NBN, 2006.
- B24** NBN EN 13349 Koper en koperlegeringen. Vooraf geïsoleerde koperen buizen met een massieve bedekking. Brussel, NBN, 2003
- B25** NBN EN 13779 Ventilatie voor niet-residentiële gebouwen. Prestatie-eisen voor ventilatie- en luchtbehandelingssystemen. Brussel, NBN, 2007.
- B26** NBN EN 13947 Thermische eigenschappen van gordijnmuren. Berekening van de warmtegeleiding. Brussel, NBN, 2007.
- B27** NBN EN 15251 Binnenmilieugerelateerde inputparameters voor ontwerp en beoordeling van energieprestatie van gebouwen voor de kwaliteit van binnenlucht, het thermisch comfort, de verlichting en akoestiek. Brussel, NBN, 2007.
- B28** NBN EN 15377-1 Verwarmingssystemen in gebouwen. Ontwerp van ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen. Deel 1: bepaling van de ontwerpwaarde van de verwarmings- en koelingscapaciteit. Brussel, NBN, 2008.
- B29** NBN EN 15377-3 Verwarmingssystemen in gebouwen. Ontwerp van ingebouwde oppervlakteverwarmings- en koelsystemen. Deel 3: optimaliseren van het gebruik van duurzame energie. Brussel, NBN, 2008.
- B30** NBN EN ISO 2858 Centrifugaalpompen met axiale inlaat (toelaatbare druk 16 bar). Aanduiding, nominaal werkpunt en afmetingen (ISO 2858:1975). Brussel, NBN, 2011.
- B31** NBN EN ISO 6946 Bouwelementen en bouwdelen. Warmteweerstand en warmtedoorgangscoefficiënt. Berekeningsmethode (ISO 6946:2007). Brussel, NBN, 2008.
- B32** NBN EN ISO 7730 Ergonomie van de thermische omgeving. Analytische bepaling en interpretatie van thermische behaaglijkheid door berekening van de PMV- en PPD-waarden en door criteria voor de plaatselijke thermische behaaglijkheid (ISO 7730:2005). Brussel, NBN, 2006.
- B33** NBN EN ISO 10077-1 Thermische eigenschappen van ramen, deuren en luiken. Berekening van de warmtedoorgangscoefficiënt. Deel 1: algemeen (ISO 10077-1:2006)(+ AC:2009). Brussel, NBN, 2006.
- B34** NBN EN ISO 10077-2 Thermische eigenschappen van ramen, deuren en luiken. Berekening van de warmtedoorgangscoefficiënt. Deel 2: numerieke methode voor kozijnen (ISO 10077-2:2012). Brussel, NBN, 2012.
- B35** NBN EN ISO 10211 Koudebruggen in gebouwen. Warmtestromen en oppervlaktetemperaturen. Gedetailleerde berekeningen (ISO 10211:2007). Brussel, NBN, 2008.
- B36** NBN EN ISO 10456 Bouwmaterialen en bouwwaren. Hygrothermische eigenschappen. Getabelleerde ontwerpwaarden en procedures voor de bepaling van de opgegeven en nuttige thermische waarden (ISO 10456:2007)(+ AC:2009). Brussel, NBN, 2008.
- B37** NBN EN ISO 13370 Thermische eigenschappen van gebouwen. Warmteoverdracht via de grond. Berekeningsmethoden (ISO 13370:2007). Brussel, NBN, 2008.
- B38** NBN EN ISO 14683 Koudebruggen in gebouwen. Lineaire warmtedoorgangscoefficiënt. Vereenvoudigde methoden en standaardrekenwaarden (ISO 14683:2007). Brussel, NBN, 2008.
- B39** NBN EN ISO 15874-2 Kunststofleidingssystemen voor warm- en koudwaterinstallaties. Polypropyleen (PP). Deel 2: buizen (ISO 15874-2:2003). Brussel, NBN, 2004.
- B40** NBN EN ISO 15875-2 Kunststofleidingssystemen voor warm- en koudwaterinstallaties. Vernet polyethyleen (PE-X). Deel 2: buizen (ISO 15875-2:2003). Brussel, NBN, 2004.
- B41** NBN EN ISO 15876-2 Kunststofleidingssystemen voor warm- en koudwaterinstallaties. Polybuteen (PB). Deel 2: buizen (ISO 15876-2:2003). Brussel, NBN, 2004.
- B42** NBN EN ISO 15877-2 Kunststofleidingssystemen voor warm- en koudwaterinstallaties. Gechloreerd poly(vinylchloride) (PVC-C). Deel 2: buizen (ISO 15877-2:2009). Brussel, NBN, 2009.
- B43** NBN EN ISO 21003-2 Meerlaagse leidingssystemen voor warm- en koudwaterinstallaties in gebouwen. Deel 2: buizen (ISO 21003-2:2008). Brussel, NBN, 2008.
- B44** prNBN D 20-001 Warmwatervoorziening voor huishoudelijk gebruik. Brussel, NBN, 1984.
- B45** prNBN D 30-010 Centrale verwarming, ventilatie en luchtbehandeling. Gemeenschappelijke eisen voor alle systemen. Verwarmings- en koelingslichamen. Brussel, NBN, 1990.

D

De Cuyper K.

- D1** Kwaliteit van het vulwater voor centrale-verwarmingsinstallaties. Brussel, WTCB, WTCB-Dossiers, nr. 2012/2, Katern nr. 13, 2012.

Deutsches Institut für Normung

- D2** DIN 4708-1 Centrale Wassererwärmungsanlagen. Begriffe und Berechnungsgrundlagen. Berlin, Beuth Verlag, 1994.
- D3** DIN 4708-2 Centrale Wassererwärmungsanlagen. Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden. Berlin, Beuth Verlag, 1994.
- D4** DIN 4708-3 Centrale Wassererwärmungsanlagen; Regeln zur Leistungsprüfung von Wassererwärmern für Wohngebäude. Berlin, Beuth Verlag, 1994.

E

Europees Parlement

- E1** Richtlijn 2002/91/EG van het Europees Parlement en de Raad van 16 december 2002 betreffende de energieprestatie van gebouwen. Brussel, Publicatieblad van de Europese Gemeenschappen, 4 januari 2003.
- E2** Richtlijn 2005/32/EG van het Europees Parlement en de Raad van 6 juli 2005 betreffende de totstandbrenging van een kader voor het vaststellen van eisen inzake ecologisch ontwerp voor energieverbruikende producten en tot wijziging van Richtlijn 92/42/EEG van de Raad en de Richtlijnen 96/57/EG en 2000/55/EG van het Europees Parlement en de Raad. Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 22 juli 2005.
- E3** Richtlijn 2009/28/EG van het Europees Parlement en de Raad van 23 april 2009 ter bevordering van het gebruik van energie uit hernieuwbare bronnen en houdende wijziging en intrekking van Richtlijn 2001/77/EG en Richtlijn 2003/30/EG. Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 5 juni 2009.
- E4** Richtlijn 2009/125/EG van het Europees Parlement en de Raad van 21 oktober 2009 betreffende de totstandbrenging van een kader voor het vaststellen van eisen inzake ecologisch ontwerp voor energiegerelateerde producten (herschikking). Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 31 oktober 2009.
- E5** Richtlijn 2010/30/EG van het Europees Parlement en de Raad van 19 mei 2010 betreffende de vermelding van het energieverbruik en het verbruik van andere hulpbronnen op de etikettering en in de standaardproductinformatie van energiegerelateerde producten (herschikking). Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 18 juni 2010.
- E6** Richtlijn 2010/31/EG van het Europees Parlement en de Raad van 19 mei 2010 betreffende de energieprestatie van gebouwen (herschikking). Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 18 juni 2010.

Europese Commissie

- E7** Verordening (EG) Nr. 640/2009 van de Commissie van 22 juli 2009 tot uitvoering van Richtlijn 2005/32/EG van het Europees Parlement en de Raad betreffende eisen inzake ecologisch ontwerp voor elektromotoren. Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 23 juli 2009.
- E8** Verordening (EG) Nr. 641/2009 van de Commissie van 22 juli 2009 tot uitvoering van Richtlijn 2005/32/EG van het Europees Parlement en de Raad betreffende eisen inzake ecologisch ontwerp voor stand-alone natloper-circulatiepompen en in producten ingebouwde natloper-circulatiepompen. Brussel, Publicatieblad van de Europese Unie, 23 juli 2009.

M

...

- M1** Koninklijk besluit van 23 oktober 1986 tot wijziging van het koninklijk besluit van 30 juli 1976 betreffende de bekrachtiging of de registratie van de door het Belgisch Instituut voor Normalisatie openbaar gemaakte normen. Brussel, Belgisch Staatsblad, 5 november 1986.

Ministerie van de Vlaamse Gemeenschap

- M2** Besluit van de Vlaamse Regering van 11 maart 2005 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestaties en het binnenklimaat van gebouwen. Brussel, Belgisch Staatsblad, 17 juni 2005.
- M3** Besluit van de Vlaamse Regering van 8 december 2006 betreffende het onderhoud en het nazicht van stooktoestellen voor de verwarming van gebouwen of voor de aanmaak van warm verbruikswater. Brussel, Belgisch Staatsblad, 27 april 2007.

Ministerie van het Brussels Hoofdstedelijk Gewest

- M4** Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 21 december 2007 tot vaststelling van de eisen op het vlak van de energieprestatie en het binnenklimaat van gebouwen. Brussel, Belgisch Staatsblad, 5 februari 2008.
- M5** Besluit van de Brusselse Hoofdstedelijke Regering van 3 juni 2010 betreffende de voor de verwarmingssystemen van gebouwen geldende EPB-eisen bij hun installatie en tijdens hun uitbatingperiode. Brussel, Belgisch Staatsblad, 9 juli 2010.

Ministerie van het Waals Gewest

- M6** Besluit van de Waalse Regering van 17 april 2008 tot vaststelling van de berekeningsmethode en de eisen, de goedkeuringen en de sancties op het vlak van de energieprestaties en het binnenklimaat van gebouwen. Brussel, Belgisch Staatsblad, 30 juli 2008.
- M7** Besluit van de Waalse Regering van 29 januari 2009 tot voorkoming van de luchtverontreiniging door de centrale verwarmingsinstallaties voor de verwarming van gebouwen of de productie van sanitair warm water en tot beperking van het energieverbruik ervan. Brussel, Belgisch Staatsblad, 19 mei 2009.

R

Recknagel H., Sprenger E. en Schramek E.-R.

- R1** Le Recknagel. Manuel pratique du génie climatique, Parijs, Dunod, 2007.

Regie der Gebouwen

- R2** Berekeningsmethode voor expansievaten in centrale verwarming en koelinstallaties. Brussel, Regie der Gebouwen, Dienst voor Fysische Toepassingen en Controle, Voorlichtingsnota, nr. 17, 1991.

W

Wetenschappelijk en Technisch Centrum voor het Bouwbedrijf

- W1** Condensatieketels. Brussel, WTCB, Technische Voorlichting, nr. 235, 2008.
- W2** Dimensionering van centrale-verwarmingsinstallaties met warm water. Brussel, WTCB, WTCB-Rapport, nr. 1, 1992.
- W3** Kunststofbuissystemen voor de distributie van warm en koud water onder druk in gebouwen. Brussel, WTCB, Technische Voorlichting, nr. 207, 1998.
- W4** Vereenvoudigde berekeningsmethode voor een vloerverwarmingssysteem. Brussel, WTCB, Technische Voorlichting, nr. 181, 1990.
- W5** Warmteafgifte en dimensionering van vloerverwarmingssystemen. Brussel, WTCB, Technische Voorlichting, nr. 170, 1987.



Verantwoordelijke uitgever: Jan Venstermans
WTCB, Lombardstraat 42
1000 BRUSSEL

Onderzoekt • Ontwikkelt • Informeert

Het WTCB vormt al meer dan vijftig jaar hét wetenschappelijke en technische middelpunt van de bouwsector. Het Centrum wordt hoofdzakelijk gefinancierd met het lidgeld van 85.000 aangesloten Belgische bouwbedrijven. Dankzij deze heterogene ledengroep zijn bijna alle bouwberoepen vertegenwoordigd en kan het WTCB bijdragen tot de kwaliteits- en productverbetering.

Onderzoek en innovatie

Een industrietak zonder innovatie is als cement zonder water. Het WTCB heeft er daarom voor gekozen om zijn onderzoeksactiviteiten zo nauw mogelijk te laten aansluiten bij de noden van de sector. De Technische Comit es die de WTCB-onderzoeken sturen, zijn samengesteld uit bouwprofessionelen (aannemers en experts) die dagelijks op het terrein staan.

Met de hulp van verschillende officiële instanties stimuleert het WTCB bedrijven om steeds verder te innoveren. De begeleiding die we aanbieden, is afgestemd op de actuele maatschappelijke uitdagingen en van toepassing op diverse domeinen.

Ontwikkeling, normalisatie, certificering en goedkeuring

Op vraag van overheden of privébedrijven werkt het WTCB ook mee aan diverse ontwikkelingsprojecten (contractresearch). Zo is het Centrum niet alleen nauw betrokken bij de activiteiten van de nationale (NBN), Europese (CEN) en internationale (ISO) normalisatie-instituten, maar ook bij instanties zoals de Belgische unie voor de technische goedkeuring in de bouw (BUtgb). Al deze projecten geven ons meer inzicht in de bouwsector, waardoor we sneller kunnen inspelen op de noden van de verschillende bouwberoepen.

Informatieverspreiding en steun aan bedrijven

Om de kennis en ervaring die op deze manier vergaard wordt op een efficiënte manier te delen met de bedrijven uit de sector, kiest het Centrum resoluut de weg van de informatica. Onze website is zo opgesteld dat elke bouwprofessioneel met slechts enkele muisklikken de gewenste WTCB-publicatiereeksen of bouwnormen terugvindt.

Goede informatieverspreiding kan echter niet enkel elektronisch. Een persoonlijk contact is vaak nog steeds de beste aanpak. Jaarlijks organiseert het Centrum ongeveer 650 informatiesessies en themadagen voor bouwprofessionelen. Ook de aanvragen voor onze dienst Technisch Advies blijven binnenstromen, met meer dan 26.000 verstrekte adviezen per jaar.

MAATSCHAPPELIJKE ZETEL

Lombardstraat 42, B-1000 Brussel
tel. 02/502 66 90
fax 02/502 81 80
e-mail: info@bbri.be
website: www.wtcb.be

KANTOREN

Lozenberg 7, B-1932 Sint-Stevens-Woluwe
tel. 02/716 42 11
fax 02/725 32 12

- technisch advies – publicaties
- beheer – kwaliteit – informatietechnieken
- ontwikkeling – valorisatie
- technische goedkeuringen – normalisatie

PROEFSTATION

Avenue Pierre Holoffe 21, B-1342 Limelette
tel. 02/655 77 11
fax 02/653 07 29

- onderzoek en innovatie
- vorming
- bibliotheek

DEMONSTRATIE- EN INFORMATIECENTRUM

Marktplein 7 bus 1, B-3550 Heusden-Zolder
tel. 011/22 50 65
fax 02/725 32 12

- ICT-kenniscentrum voor bouwprofessionelen (ViBo)
- Digitaal documentatie- en informatiecentrum voor de bouw- en betonsector (Betonica)

BRUSSELS MEETING CENTRE

Poincarélaan 79, B-1060 Brussel
tel. 02/529 81 00
fax 02/529 81 10